



# **PROJETO DE GRADUAÇÃO**

## **Estratégias para Uso Eficiente de Energia em Habitação Pré-fabricada de Balanço Energético Nulo**

Por,  
**Francisco Luiz Perdigão Neto**  
12/0044986

**Brasília, 21 de Novembro de 2018.**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA**

FACULDADE DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

## PROJETO DE GRADUAÇÃO

# **Estratégias para Uso Eficiente de Energia em Habitação Pré-Fabricada de Balanço Energético Nulo**

POR,

**Francisco Luiz Perdigão Neto**  
**12/0044986**

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção  
do grau de Engenheiro Mecânico.

### **Banca Examinadora**

Prof. João Manoel Dias Pimenta, UnB/ ENM (Orientador) \_\_\_\_\_

Prof. Armando de Azevedo Caldeira Pires, UnB/ ENM \_\_\_\_\_

Profa. Dra Cláudia Naves David Amorim, UnB/ FAU \_\_\_\_\_

Brasília, 21 de Novembro de 2018

## **Agradecimentos**

*Agradeço em primeiro lugar a Deus e em seguida a minha família: mãe (Lúcia Perdigão), pai (Pio José de Castro) e irmã (Marina Perdigão Castro). Eles representam a minha principal força que me sustentou e me acompanhou por toda graduação.*

*Um forte agradecimento ao meu padrinho e também mentor Plínio de Castro pelos conselhos que me ajudaram a tomar decisões mais inteligentes.*

*Não poderia deixar de citar os amigos da Engenharia Mecânica que foram fundamentais para que eu chegasse até aqui. Vinícius Zanardi, companheiro das madrugadas de estudos. Mateus Vinícius de Sena, fiel escudeiro dos grupos de trabalhos e projetos. Felipe Reckziegel, com quem aprendi muito durante um semestre de PG 0, auxiliados pelo Professor Roberto Francisco.*

*Agradeço ainda meus amigos de intercâmbio que fizeram parte da melhor experiência da minha vida, em especial: Lucas Perina, Kelvin Carvalho e Naoki Hasegawa. Estas pessoas foram fundamentais para minha nova visão de Brasil e de mundo.*

*Devo ainda agradecimentos a Leonardo Guerra pela oportunidade de estágio em sua empresa Climatize Ar Condicionado.*

*Gostaria de agradecer ao Professor Diniz por abrir as portas logo no início da graduação e me oferecer um projeto de iniciação científica. Ao Professor Mahesh Krishnamurthy, da Illinois Institute of Technology, pela oportunidade de pesquisa durante o Ciências sem Fronteiras.*

*Por fim, agradeço ao Professor João Pimenta por me oferecer este tema de Projeto de Graduação e tornar este trabalho possível. Agradeço à banca examinadora pela disposição em me avaliar neste momento importante, o último passo para que eu possa receber o título de Engenheiro Mecânico.*

*Francisco Luiz Perdigão Neto*

"Knowledge is not power. Knowledge is only potential power."

Tony Robins

---

## RESUMO

Este trabalho apresenta um projeto térmico de uma habitação pré-fabricada de balanço energético nulo (nZEB) localizada em Brasília e que apresenta características construtivas, disposição geográfica e padrão de ocupação pré-definidas por Sudbrack (2017).

O projeto se divide em duas etapas. A primeira envolve a realização de um projeto de um Sistema de Aquecimento Solar para água de banho que, em comparação com o modelo convencional de chuveiro elétrico, visa diminuir o consumo. Um código em Matlab simula a dinâmica de interação de um coletor solar conectado ao Sistema de Aquecimento funcionando na presença de sistema auxiliar de aquecimento e válvula misturadora, tendo em conta banhos regulares considerados diariamente sempre às 19h.

A segunda parte do projeto visa à simulação para cada hora de um ano de equipamentos de Ar Condicionado modelo Split alimentados por placa fotovoltaica. O segundo algoritmo também desenvolvido em Matlab simula a dinâmica de um Ar Condicionado Split, considerando a presença de termostato. O código nos permite também atuar modificando a configuração dos aparelhos de Ar Condicionado em cada ambiente, como também as estratégias de controle, sendo simulados três cenários distintos.

Ao combinar as estratégias utilizadas para o Ar Condicionado e para o Sistema de Aquecimento Solar é possível gerar uma economia de até 45,7% quando comparadas a melhor condição de uso e a mais desfavorável. De outra perspectiva, o consumo total de ambos os sistemas cai de 22,44 kWh para 12,29 kWh diários.

**Palavras-chave:** Balanço Energético Nulo, Matlab, Coletor Solar de Placas Planas, Ar Condicionado.

---

## ABSTRACT

This work presents a thermal design of a nZEB prefabricated house located in Brasilia which constructive characteristics, geographic disposition and occupancy pattern was pre-defined by Sudbrack (2017).

The thermal design is divided into two stages. The first one involves a Solar Heating System design for bathing water that aims to reduce energy consumption in comparison to electric shower. A Matlab code simulates the dynamic interaction of a Solar Collector connected to a Solar Heating System operating with auxiliary heating system and mixing valve. Also, the simulation considers daily baths only at 7:00 p.m. for simplicity.

The second design aims simulating Split Air Conditioners powered by photovoltaic panel for each hour of a year. The second algorithm also developed in Matlab, simulates the Split Air Conditioner considering the thermostat dynamic. The code also allows us to act by modifying the configuration of the air conditioners in each environment, as well as implement control strategies. The results allow us to verify the impact on energy consumption of modifications made for three different scenarios.

By combining the strategies used for the Air Conditioner and the Solar Heating System it is possible to generate energy savings of up to 45.7% when comparing the best and the most unfavorable condition of use. From another perspective, the electrical consumption of both systems decrease from 22.44 kWh to 12.29 kWh per day.

**Keywords:** Zero Energy Building, Matlab, Solar Flat-Plate Collector, Air Conditioning.

# SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>12</b>
1.1 O TEMA EM ESTUDO E SUA RELEVÂNCIA .....	12
1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	16
1.3 OBJETIVOS .....	18
1.4 METODOLOGIA .....	19
1.5 ESTRUTURA .....	21
<b>2 CONCEITOS TEÓRICOS .....</b>	<b>23</b>
2.1 EDIFÍCIOS ZEB E NZEB .....	23
2.2 AQUECIMENTO SOLAR .....	24
2.3 RADIAÇÃO SOLAR .....	25
2.4 CALOR ABSORVIDO EM UMA PLACA PLANA .....	27
2.5 RESERVATÓRIO TÉRMICO .....	29
2.6 TERMOSSIFÃO .....	31
2.7 CONDICIONAMENTO DE AR .....	33
2.8 PSICROMETRIA .....	33
2.9 CONFORTO TÉRMICO .....	36
2.10 CARGA TÉRMICA .....	37
2.11 CICLO DE REFRIGERAÇÃO .....	38
2.12 ESTIMATIVA DE ÁREA PARA PAINEL FOTOVOLTAICO .....	40
<b>3 ESTUDO DE CASO .....</b>	<b>41</b>
3.1 DADOS CLIMÁTICOS .....	41
3.2 ASPECTOS DA HABITAÇÃO PRÉ-FABRICADA .....	41
3.3 PADRÃO DE OCUPAÇÃO .....	44
3.4 Demanda de Água .....	46
3.5 PROPOSTA PARA O SISTEMA DE AQUECIMENTO .....	47
3.5.1 Seleção de Coletores e Tanque de Armazenamento .....	48
3.5.2 Aquecimento Auxiliar .....	49
3.5.3 Seleção de Válvulas .....	49
3.6 PROJETO DO CONDICIONAMENTO DE AR .....	50
3.6.1 OpenStudio .....	50
3.6.2 Carga Térmica Gerada .....	50
3.7 PROPOSTA PARA O SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR .....	52
<b>4 MODELO PROPOSTO .....</b>	<b>54</b>
4.1 MODELO MATEMÁTICO DO SISTEMA DE AQUECIMENTO .....	54
4.1.1 Coletor Solar .....	54
4.1.2 Tanque de Armazenamento .....	55
4.1.3 Aquecimento auxiliar .....	58
4.2 MODELO NUMÉRICO DO SISTEMA DE AQUECIMENTO .....	58
4.2.1 Planilha Excel .....	58
4.2.2 Código em Matlab .....	59
4.2.3 Primeiro Momento .....	60
4.2.4 Efeito Sifão .....	61
4.2.5 Segundo Momento .....	62
4.2.3 Monitorando o banho .....	63
4.3 MODELO MATEMÁTICO DO CONDICIONADOR DE AR .....	65
4.3.1 Resfriamento do Ambiente .....	65
4.3.2 Coeficiente de Performance (COP) e Consumo .....	67
4.4 MODELO NUMÉRICO DO CONDICIONADOR DE AR .....	69
4.4.1 Obtendo Dados .....	69
4.4.2 Simulação do Sistema Condicionado .....	70

<b>5 ANÁLISE DE RESULTADOS .....</b>	<b>73</b>
5.1 SISTEMA DE AQUECIMENTO SOLAR .....	73
5.1.1 Análise do Comportamento do Sistema de Aquecimento .....	75
5.2 ANÁLISE DO CONSUMO ELÉTRICO DO SISTEMA DE AQUECIMENTO .....	80
5.3 CONSUMO DO AR CONDICIONADO .....	82
5.3.1 Perfil de Consumo do Ar Condicionado .....	82
5.4. ANÁLISE DO AR CONDICIONADO .....	84
5.4.1 SIMULAÇÃO 1 .....	85
5.4.2 SIMULAÇÃO 2 .....	86
5.4.3 SIMULAÇÃO 3 .....	87
5.5 RESULTADOS FINAIS .....	88
<b>6 CONSIDERAÇÕES FINAIS .....</b>	<b>90</b>
6.1 CONCLUSÕES .....	90
6.2 TRABALHOS FUTUROS .....	92
<b>REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS .....</b>	<b>94</b>
<b>ANEXOS .....</b>	<b>96</b>

# LISTA DE FIGURAS

1.1	Estágios de desenvolvimento e consumo de energia .....	13
2.1	Coletor Solar de Placa Plana.....	24
2.2	(a) Decomposição angular da incidência solar em uma superfície inclinada, (b) Vista em plano que mostra o ângulo do azimute solar. ....	25
2.3	Absorção pela placa absorvedora .....	29
2.4	Diagrama de corpo livre de um sistema composto por três camadas .....	30
2.5	Dimensões relevantes para o cálculo da vazão por termossifão .....	32
2.6	Carta Psicrométrica.....	35
2.7	Resfriamento e Desumidificação, (a) Processo Físico, (b) Processo representado na Carta Psicrométrica .....	36
2.8	Temperaturas operativas aceitáveis segundo a ASHRAE 55-2010 .....	37
2.9	Ciclo de Refrigeração Padrão .....	39
3.1	Planta Baixa da Cassa Pré-Fabricada .....	42
3.2	Padrão de Ocupação .....	44
3.3	Padrão de Iluminação.....	44
3.4	Calor Dissipado Separado por Cômodos .....	45
3.5	Diagrama da Proposta de Sistema de Aquecimento .....	47
3.6	(a) Carga Térmica, Sala-cozinha (b) Carga térmica, Quarto 1 .....	51
3.7	(a) Carga Térmica, Quarto 2 (b) Carga térmica, Quarto 3.....	52
4.1	Tanque Estratificado. ....	55
4.2	Fluxograma para cálculo da radiação total incidente S.....	59
4.3	Fluxograma do primeiro momento da Simulação .....	61
4.4	Fluxograma do cálculo do termossifão via Simulação .....	62
4.5	Fluxograma do cálculo de temperaturas para Segundo Momento .....	63
4.6	Fluxograma representando o acionamento do aquecimento auxiliar .....	64
4.7	Fluxograma do controle de vazão pelo monitoramento da temperatura) .....	65
4.8	COP x Temperatura Externa.....	68
4.9	Erro x Temperatura Externa.....	68
4.10	Fluxograma do algoritmo para obtenção dos dados ambientais e de ocupação.....	70
4.11	Simulação do sistema de Condicionamento de Ar.....	72
5.1	Radiação difusa às 12 horas.....	73
5.2	Radiação direta às 12 horas.....	74
5.3	Eficiência do coletor de 1,5 m <sup>2</sup> ao meio dia. ....	74
5.4	Temperatura da água no tanque, 2 de Janeiro, coletor 1 m <sup>2</sup> .....	75
5.5	Temperatura da água no tanque, 2 de Janeiro, coletor 1,5 m.....	76
5.6	Temperatura da água no tanque, 2 de Janeiro, coletor 2 m <sup>2</sup> .....	76
5.7	Temperatura da água aquecida ao longo do ano às 19h, coletor 2 m <sup>2</sup> . ....	77
5.8	Temperatura de saída do tanque durante banho, coletor 1m <sup>2</sup> , 2 de Junho .....	77
5.9	Temperatura de saída do tanque durante banho, coletor 2 m <sup>2</sup> , 11 de Janeiro .....	78
5.10	Temperatura da água do banho, coletor 2 m <sup>2</sup> , 2 de Janeiro .....	79
5.11	Vazão definida pelo misturador, coletor 2 m <sup>2</sup> , 2 de Janeiro.....	79
5.12	Consumo diário de eletricidade, coletor de 1 m <sup>2</sup> .....	80
5.13	Consumo diário de eletricidade, coletor de 1,5 m <sup>2</sup> .....	81
5.14	Consumo diário de eletricidade, coletor de 2 m <sup>2</sup> .....	81
5.15	Carga Térmica da Sala-cozinha, 1º de Janeiro .....	83
5.16	Consumo do Ar Condicionado 18000 BTU/h ao longo do dia 1º de Janeiro.....	83
5.17	Consumo do Ar Condicionado 18000 BTU/h na Sala-cozinha ao longo do ano .....	84



## LISTA DE TABELAS

3.1	Materias de construção utilizada na casa zero e seus valores de transferência de calor.....	43
3.2	Utilização de Equipamentos Elétricos na Casa .....	43
3.3	Demanda de Água Aquecida.....	47
3.4	Dados técnicos dos coletores solares selecionados.....	48
3.5	Ficha Técnica do Tanque de armazenamento .....	48
3.6	Seleção de Ar Condicionado Split .....	53
5.1	Tempo de Ocupação, desconforto térmico, funcionamento do termostato para cada ambiente, simulação 1 .....	85
5.2	Consumo do Ar Condicionado para cada ambiente, simulação 1 .....	85
5.3	Tempo de Ocupação, desconforto térmico, funcionamento do termostato para cada ambiente, Simulação 2.....	86
5.4	Consumo do Ar Condicionado para cada ambiente, simulação 2 .....	86
5.5	Tempo de Ocupação, desconforto térmico, funcionamento do termostato para cada ambiente, Simulação 3.....	87
5.6	Consumo do Ar Condicionado para cada ambiente, simulação .....	88
5.7	Média de consumo diário para 2 Cenários Distintos.....	88

# LISTA DE SÍMBOLOS

## Símbolos Latinos

$A$	Área	[m <sup>2</sup> ]
$C$	Consumo diário médio	[kWh/dia]
$C_p$	Calor específico a pressão constante	[kJ/kg.K]
$E$	Energia diária média gerada Placa Fotovoltaica	[kWh/m <sup>2</sup> dia]
$h$	Entalpia específica	[kJ/kg]
$H$	Altura	[m]
$I$	Radiação total em uma placa plana	[W/m <sup>2</sup> ]
$I_d$	Radiação difusa em placa plana	[W/m <sup>2</sup> ]
$I_{dia}$	Energia diária média incidente em uma Placa Fotovoltaica	[kWh/dia]
$L$	Comprimento	[m]
$\dot{m}$	Vazão mássica	[kg/s]
$P$	Pressão	[Pa]
$Q$	Calor	[W]
$S$	Radiação incidente	[W/m <sup>2</sup> ]
$T$	Temperatura	[°C]
$U$	Coefficiente global de transferência de calor	[W/m <sup>2</sup> .K]
$w$	Umidade absoluta	[g/g]
$W$	Trabalho	[W]

## Símbolos Gregos

$\beta$	Inclinação	[graus]
$\delta$	Declinação	[graus]
$\Phi$	Latitude	[graus]
$\gamma$	Ângulo azimutal da superfície	[graus]
$\mu$	Viscosidade dinâmica	[m <sup>3</sup> /s]
$\theta$	Ângulo de incidência	[graus]
$\theta_z$	Ângulo azimutal	[graus]
$\rho$	Massa Específica	[m <sup>3</sup> /kg]
$\omega$	Ângulo horário	[graus]

## Grupos Adimensionais

$F_R$	Fator de remoção de calor
$k_t$	Índice de claridade
$R_b$	Razão entre os ângulos da radiação em superfície inclinada e reta
$UR$	Umidade Relativa
$\alpha$	Absortância
$\eta$	Eficiência do coletor
$\rho^*$	Reflexibilidade do solo
$\tau$	Transmitância

## Subscritos

$a$	ambiente
$atm$	atmosférico
$ext$	externo
$f$	final
$i$	inicial
$in$	entrada
$Ref$	refrigeração
$s$	saída
$W$	vapor
$WS$	vapor saturado

## Sobrescritos

- Variação temporal

## Siglas

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado)
COP	Coeficiente de Performance
HVAC	Heating, Ventilation, Air Conditioning (Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado)
INMET	Instituto Nacional de Metrologia
nZEB	Near Zero Energy Building (Edifício de balanço energético quase nulo)
BTU	British Thermal Unit

# 1 INTRODUÇÃO

*Este capítulo apresenta a relevância do consumo energético sustentável e as medidas tomadas em favor da adoção de edifícios de balanço energético nulo. Uma revisão bibliográfica informando ao leitor o estado da arte a respeito de simulação energética de edifícios. Além de objetivos, metodologia e estrutura do trabalho.*

## 1.1 O TEMA EM ESTUDO E SUA RELEVÂNCIA

O ser humano apresenta diversas necessidades desde as mais básicas como alimentação, vestuário e habitação até outras mais abstratas como educação e lazer. Quando uma série de necessidades é atendida, novas cada vez mais sofisticadas surgem. Uma forma de atendê-las é explorar diversos recursos da Terra (como as fontes de combustível fóssil, por exemplo), ou utilizar dos recursos para cultivar alimentos, processos somente possíveis graças à energia fornecida pelo sol, Bisquolo (2006). Outra forma é extrair matéria prima para a construção de objetos de interesse por intermédio de ferramentas tecnológicas. Em resumo, em geral há ao menos um processo de transformação a fim de saciarmos uma necessidade humana, o que implica necessariamente em transformação de energia, a forma que Andrade (2008) considera como interação entre sistema econômico e meio ambiente.

À medida que as atividades humanas levaram a produção tecnológica cada vez mais complexa em conjunto com o crescimento populacional impulsionado pelo aumento da expectativa de vida, a demanda por energia das mais diversas formas emergiu significativamente, Medloc & Soligo (2001). Goldemberg & Lucon (2006) explica que o homem primitivo tinha a necessidade de consumir apenas o suficiente para sua subsistência, cerca de  $2 \times 10^2$  kCal por dia. Já na revolução industrial com o surgimento da máquina a vapor e processos industriais de produção, houve um rápido crescimento na demanda energética, assim cada indivíduo já consumia  $77 \times 10^2$  kCal por dia. O processo continuou e o crescimento na demanda energética tornou-se geométrico. Como pode ser visto na Figura (1.1), hoje o homem tecnológico já consome em média  $230 \times 10^2$  kCal por dia, consumo distribuído entre as suas mais diversas atividades: da alimentação ao transporte.

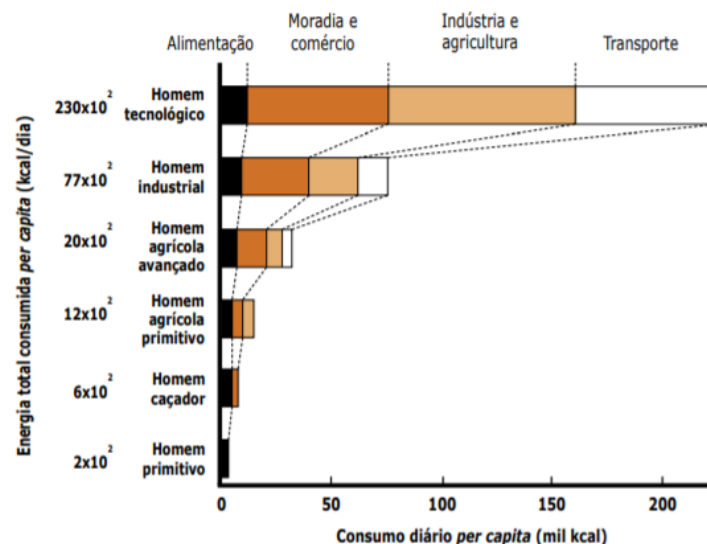


Figura 1.1 Estágios de desenvolvimento e consumo de energia, Goldemberg & Lucon (2006)

Para suprir tamanha necessidade energética, as fontes de energia fóssil ganharam papel primordial a partir da Revolução Industrial com o surgimento da máquina a vapor e posteriormente com o motor à combustão, Goldemberg & Lucon (2006). Somado a isto, a exploração destes recursos tornou-se tecnicamente viável já que são amplamente disponíveis na forma de gás natural, carvão e petróleo. Por outro lado, o uso indiscriminado de fontes de energia fóssil vem gerando importantes impactos ambientais, muitas vezes irreversíveis. Muito se fala dos problemas de saúde causados pela poluição em grandes cidades, bem como da expectativa de um planeta mais quente nas próximas décadas, fruto do aumento de gases de efeito estufa na atmosfera, efeito alertado por parte dominante da comunidade científica. Os resultados obtidos por McGlade & Ekins (2015) demonstram que um terço das reservas de petróleo, metade das reservas de gás natural e mais de 80% das reservas de carvão devem permanecer inalterados até 2050 de forma que a temperatura média do planeta não suba 2°C acima da média da temperatura global do período pré-industrial, objetivo que se tornou consenso em política internacional.

A crise do petróleo em 1973 demonstra que a dependência econômica mundial de um dado recurso pode ser catastrófica caso esta fonte de energia seja utilizada como via única para diversos fins. A partir deste evento histórico, ficaram evidentes as campanhas públicas em diversos países de forma a conscientizar a importância de diversificar (diminuir a importância de recursos de fontes fósseis) e reduzir o consumo de energia, Cunha (2015). De forma a progressivamente reverter este quadro, o Protocolo de Quioto comprometeu 55 países, incluindo o Brasil, a tomar providências importantes na redução de suas emissões. A atuação se dá nas mais diversas áreas da economia, incluindo a construção civil, consumidora de valores próximos a 50% de toda a demanda mundial Silva e Jannuzzi (2013). Como consequência, surge uma tendência cada vez maior pela busca de fontes de energia renovável.

Já nas primeiras décadas do novo milênio, a União Europeia vem adotando medidas mais drásticas com o intuito de acelerar o processo de mudança na forma de geração e consumo de energia elétrica dos países membros. Ao perceber que edifícios são responsáveis em média por cerca de 40% do consumo de energia elétrica no globo, em 2010 a diretiva europeia 2010/31/UE determinou uma série de medidas entre as quais a adoção de edifícios com balanço energético quase nulo (nZEB), Horta (2012). A diretiva demanda que até o final de 2020 todos os edifícios novos deverão cumprir os requisitos de consumo energético sustentável, haverá então uma classificação de consumo energético de todos os edifícios de forma a informar àquele que adquire o imóvel, Horta (2012). Portanto, a medida adotada pela diretiva Europeia tem particular importância uma vez que o conceito de edifícios sustentáveis, com balanço de energia zero ou quase zero passa a ter um destaque no panorama internacional, passando a ser um conceito amplamente discutido e pesquisado e que em um futuro relativamente próximo representará parte expressiva dos edifícios europeus contribuindo para uma maior sustentabilidade urbana.

Em concordância com o fenômeno observado em escala mundial, o Brasil apresenta cenário crescente de consumo de energia elétrica como relata Silva e Jannuzzi (2013), um crescimento de 47% na primeira década do século XXI, em 2010 o consumo de energia já era de 455,7 TWh. De forma a atender tamanha demanda, usinas hidrelétricas formam a fonte primária de energia elétrica no país. Este fato representa um cenário relativamente positivo do ponto de vista ambiental, uma vez que usinas hidrelétricas não emitem quantidade significativa de dióxido de carbono em fase de operação em oposição a outras regiões do globo menos privilegiadas de fontes hídricas, estes países se veem obrigados a lançar mão de usinas termoeletrica e nuclear como fontes primárias. A primeira gera impactos na atmosfera ao emitir gases poluentes, e em 2010 foi responsável por 80% da energia elétrica produzida no mundo Costa (2012), enquanto a segunda enfrenta os riscos de acidentes catastróficos, em que a radiação na faixa prejudicial a organismos vivos é a maior ameaça. Não obstante, o Brasil também é pressionado a apresentar novas soluções de forma a não ter problemas com o crescimento no consumo esperado para as próximas décadas, uma vez que a construção de novas usinas hidrelétricas sofre resistência, consequência dos impactos na flora, fauna, área de preservação e comunidades inundadas na construção da barragem.

Dentro do contexto de tornar consumo mais inteligente, vale destacar a importância do consumo de energia elétrica em edifícios no Brasil e como o conceito de edifícios de balanço energético nulo pode se apresentar como uma solução viável. Segundo Silva e Jannuzzi (2013) as edificações consomem em torno de 47% da energia elétrica brasileira, sendo deste total, as residências responsáveis por 23,8% (108,5 TWh), enquanto órgãos públicos 8,1% ( 37,0TWh) e o comércio 15% (68,2 TWh). Isto representa uma grande expectativa de redução no consumo energético caso seja adotado em larga escala a construção de edifícios nZEB, Silva e Jannuzzi (2013).

A fim de diminuir os impactos causados pelo consumo de recursos é importante definir os maiores responsáveis, podendo assim atuar de maneira efetiva. De acordo com Procel (2007) a iluminação é responsável por 14% do consumo energético das residências. Portanto a evolução da tecnologia de lâmpadas nas últimas décadas é de grande importância. Segundo a ABILUMI (Associação Brasileira de Fabricantes e/ou Importadores de Produtos de Iluminação), lâmpadas incandescentes que antes consumiam 60 watts (vendidas até junho de 2015), tem a mesma capacidade de iluminação de uma fluorescente de 15W uma economia de 80%. A substituição por lâmpadas de LED tem a grande vantagem, uma vez que elas têm vida útil até 50 vezes maior que uma incandescente ou até 5 vezes mais que a fluorescente, ABILUMI (2018).

Gastos com o aquecimento de água estão entre os mais relevantes em uma residência. O consumo de energia elétrica para chuveiro elétrico representa uma média de 24% do consumo total de uma residência no Brasil, enquanto na região Centro-Oeste o consumo chega a representar 28%, Procel (2007). Em regiões de clima frio, atividades simples como lavar louça ou escovar os dentes podem se tornar desconfortáveis ao se utilizar água fria. Da mesma forma, aplicações hospitalares e de hotelaria são muito comuns, tornando o aquecimento de água um item necessário a ser contabilizado na busca por maior eficiência energética de edifícios. O pode ser obtido a partir de energia elétrica como acontece comumente no Brasil com o uso de chuveiro elétrico, ou ainda através da queima de combustível principalmente gasoso, como acontece no Rio de Janeiro onde se queimou mais 2 milhões de metros cúbicos diários de gás natural só no ano de 2017 como demonstra relatório da FIRJAM (2017). A utilização de painéis solares fotovoltaicos para produção de energia elétrica e posterior conversão para energia térmica é uma possível solução que poderia ser abordada. Contudo não é uma solução inteligente, tendo em vista a baixa eficiência do processo. Ora, o INMETRO classifica como painel fotovoltaico de alta eficiência (Procel A), aqueles que apresentam eficiência acima 13,5 % e o painel disponível comercialmente no Brasil de maior eficiência apresenta 20,8%, INMETRO (2017), Como comparação, os coletores solares de placa plana capazes de aquecer diretamente a água pela radiação solar, apresentam de maneira geral eficiência acima de 50%, Sionek (2015). Coletores solares se apresentam, portanto, como a melhor solução para aquecimento de água atualmente.

Achy (2011) comenta que em 2006 o mercado de coletores já produzia cerca de 350 mil m<sup>2</sup> por ano. Contudo ainda há muito espaço para crescimento, uma vez que o Brasil é um país com alta insolação durante todo ano, mas apresenta fatores importantes que corroboram para que o país não popularize a tecnologia. O PROCEL estima que há instalados no Brasil mais de 30 milhões de chuveiros elétricos, que seriam responsáveis por consumirem 8% de toda a eletricidade produzida no país. Para Achy (2011) ainda há regras burocráticas na construção civil, os coletores solares são relativamente caros, levando muito tempo para o consumidor obter o retorno do capital investido, o que exigiria uma mentalidade de longo prazo do consumidor e crédito a um juro razoável para o investimento, o que nem sempre é a realidade brasileira. Faltaria ainda maiores incentivos fiscais e programas governamentais em prol da utilização de aquecimento solar.

Alcançar o conforto térmico também gera impacto significativo no consumo energético. No Brasil, o uso de Ar Condicionado representa cerca de 20% do consumo de uma residência, no setor comercial este número passa para 47% e para o setor público, 48%, Ghisi (2015). Há ainda uma expectativa de crescimento destes valores, uma vez que há uma tendência de crescimento acentuada nas vendas de aparelhos de Ar Condicionado observada na última década no mundo inteiro e o Brasil acompanha essa tendência. Somente do ano de 2010 ao ano de 2015, as vendas saíram de cerca de 5 milhões para quase 10 milhões de aparelhos, Ghisi (2015). Em termos de tecnologia, o Brasil tem dificuldades de acompanhar os países que apresentam maior eficiência energética em sistemas climatização, o que poderia fazer grande diferença em termos globais de consumo energético no país. Os países com aparelhos mais eficientes são Japão e China, com sistemas de Condicionamento de Ar com COP (coeficiente de performance) superior a 6 W/W, enquanto no Brasil os melhores equipamentos do mercado apresentam COP em torno de 4W/W, ou seja, os equipamentos asiáticos são 50% mais eficientes, Ghisi (2015).

O modelo de Ar Condicionado Split é o mais utilizado, representa 76% dos equipamentos no setor comercial e 82% de participação no setor público (Ghisi 2015). Há grandes vantagens que popularizou o sistema de Ar Condicionado Split. O baixo nível de ruído ao manter o compressor em um componente (unidade condensadora) instalado no exterior separadamente da unidade evaporadora instalada internamente. Há ainda um relativo baixo custo do equipamento e de instalação se comparado a sistemas de condicionamento central. Apresentam ainda a desvantagem de não possuírem renovação de ar e limitações quanto ao comprimento da tubulação frigorígena, Campanhola e col. (2017).

A associação de diversos fatores como os citados, impulsiona a busca por fontes de energia renováveis com menor potencial de impacto ambiental, além de equipamentos de melhor eficiência energética. Deve-se destacar, contudo, que não há meios de gerar energia que não cause qualquer tipo de impacto, nem que seja durante a própria produção e transporte. O que não significa que a adoção de um sistema ambientalmente amigável em detrimento de outro, não tenha efeitos significativos a ponto viabilizar e justificar seu uso. Pode-se ainda concluir que edifícios de balanço energético nulo utilizando além de iluminação adequada, sistema de Ar Condicionado eficiente e sistema Aquecimento solar têm um potencial muito grande de economia energética que deve ser explorado.

## **1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

Na década de 1960, a energia solar de maneira geral começou a ter maior destaque na academia. Em 1962, Close foi o primeiro a desenvolver equações matemáticas de forma a calcular o desempenho de um sistema de aquecimento solar operando em termossifão. Obteve uma equação diferencial que descrevia a variação temporal da temperatura média do reservatório, com o sistema operando em termossifão, Siqueira (2012).



Em 1985 Uhlemann e Bansal partindo do estudo de Close calcularam a vazão no circuito operando por termossifão. A expressão obtida foi validada por dados experimentais que levavam em consideração parâmetros geométricos do sistema, perdas de carga por atrito na tubulação, diferença de temperatura entre topo e fundo e assumiram escoamento laminar, Siqueira (2012).

Siqueira (2012) trabalhando no desenvolvimento do software *TermoDim* compara os resultados numéricos de um sistema de aquecimento solar utilizando 6 diferentes metodologias para o cálculo do termossifão, obtendo ótimos resultados comparando-se ao software comercial TRANSYS.

No campo da climatização, foi estabelecido em 1966 a ASHRAE 55 que estabelece as condições aceitáveis de conforto humano ao combinar fatores ambientais internos e fatores individuais que irão produzir condições ambientais aceitáveis. Desde 2004 novas atualizações são lançadas a cada seis anos, ASHRAE (2010).

William Peter Jones em seu livro *Air Conditioning Engineering* de 1973 descreve detalhadamente todos os aspectos necessários para o projeto de Condicionamento de Ar para um edifício. Ele apresenta os princípios da psicrometria, os cálculos de carga térmica, as condições de conforto térmico e os princípios que envolvem o ciclo de refrigeração.

Em 1975 é lançada a primeira versão da ASHRAE 90 que delimita as condições mínimas de performance energética de um edifício comercial nos Estados Unidos. Além disso, ela foi utilizada como referência para a construção dos mais diversos códigos de simulação pelo mundo. Com seu uso extensivo, novas versões de atualização surgiram sendo renomeada para ASHRAE 90.1 em 2001. A última atualização é de 2016, ASHRAE (2016).

Nos anos de 1970 devido à crise do petróleo, maior ênfase foi dada a energia solar, energias alternativas e eficiência energética no mundo. Foram desenvolvidos os primeiros softwares de simulação energética, mesmo com o baixo desenvolvimento computacional surgiram BLAST, DOE-1, NBSLD, TRNSYS e ESP-r, Santos (2014). Neste período, a Universidade de Wisconsin nos Estados Unidos teve importante papel no desenvolvimento do estudo de aquecimento solar. Em 1974 era desenvolvida a primeira versão do livro “Solar Energy Thermal Processes” por Duffie e Beckman (2013), uma das maiores referências do assunto para pesquisadores no mundo todo. No Wisconsin Solar Energy Laboratory foram desenvolvidas as versões iniciais do código em FORTRAN que veio a ser conhecido como TRANSYS (Transient System), finalizado em 1975, Loff (1993).

Em seu livro *Solar Engineering of Thermal Processes*, primeira versão de 1974, Duffie e Beckman (2013) desenvolve a teoria básica para a modelagem de um sistema de aquecimento solar por placas planas e para uma placa solar fotovoltaica. Quanto ao sistema de aquecimento, ele desenvolve as equações que descrevem a radiação solar incidente e em seguida disponível em um coletor solar, as perdas para o ambiente, a modelagem em camadas da termoacumulação em um reservatório.

Foi na década de 1990 que houve grande expansão no uso de simulação numérica. Em 1996 o DOE (U.S. Department of Energy) começou a desenvolver o software Energy Plus, disponível comercialmente em 1999. Desenvolvido a partir da experiência dos programas DOE-2 e BLAST. O Energy Plus trouxe inovações com a capacidade de simular sistemas HVAC de um edifício, energia elétrica, geração fotovoltaica e térmica, Crawlay (2001).

Com o rápido avanço tecnológico do século XXI, inúmeras ferramentas computacionais de simulação de edifícios foram criadas, aproveitando o maior poder computacional disponível. Em 2003 a fabricante Americana de equipamentos de Ventilação e Ar Condicionado Carrier lança seu software comercial para a simulação energética, o HAP (Hourly Analysis Program). O programa apresenta duas ferramentas. A primeira é capaz de calcular cargas e projetar sistemas. A segunda simula o uso e o custo de energia, Carrier (2016).

Em 2003 e 2004 foram realizados dois congressos em Paris sobre simulações de Edifícios e HVAC (sigla em inglês para aquecimento, ventilação, e ar condicionado) com enfoque no uso de Matlab/Simulink e toolbox da plataforma. Riederer (2005) explica em seu artigo o rápido crescimento no uso de Matlab e Simulink para simulação de HVAC nos últimos anos. A ferramenta é adequada para diversas aplicações como consumo de energia, estratégias de controle, estudos de fluxo de ar e hidráulicos, conforto térmico e problemas de dimensionamento. Matlab/Simulink é uma grande plataforma para desenvolvimento de ferramentas específicas complexas e para simulações de edifícios principalmente por contar com o auxílio de toolbox cada vez mais diversificado na área de performance de edifícios.

Em Automation in Construction, Trčka e Hensen (2010) dissertam sobre o estado da arte dos softwares BPS (Building Performance Simulation), das técnicas de simulação e de modelagem. Atualmente contamos com inúmeros programas computacionais que calculam o desempenho térmico de edifícios simulando hora a hora e operando em diferentes estratégias, sendo alguns deles: Carrier HAP, Trane TRACE 700, DOE-2, eQUEST, EnergyPlus, ESP-r, IDA ICE, TRNSYS, HVACSIM+, VA114, SIMBAD. Por outro lado, simulações para aperfeiçoar o desempenho em tempo real em edificações ainda é pouco explorado e as ferramentas comerciais atuais apresentam limitações ao apresentarem configurações pré-definidas. Estão em estágios iniciais pesquisas de desenvolvimento de ferramentas capazes de monitorar o desempenho e/ou detectar anomalias do sistema em edifícios durante operação.

### **1.3 OBJETIVOS**

Diante dos inúmeros desafios ambientais apresentados, o objetivo principal é o de contribuir com estratégias e soluções tecnológicas que tornem edifícios de balanço energético nulo (nZEB) mais eficientes. Colaborar também com a propagação do conceito para maior adoção em novas construções comerciais, públicas e neste caso em particular, em aplicações residenciais.

Em específico, o propósito deste trabalho é o de realizar um projeto térmico de uma habitação pré-fabricada de balanço energético nulo (nZEB) localizada em Brasília e que apresenta características construtivas, disposição geográfica, e padrão de ocupação pré-definidas por Sudbrack (2017). Para que a residência seja considerada nZEB o projeto deve gerar uma solução que proporcione baixo consumo energético o que possibilita suprir a demanda da residência de maneira local.

A metodologia em duas etapas: a primeira é o de um Sistema de Aquecimento Solar de Placas Planas desenvolvido para atender a demanda de água para banho da residência; a segunda parte é o de um projeto de Condicionamento de Ar capaz de manter o conforto térmico dos moradores. São implementadas estratégias sobre diversos aspectos de cada projeto de forma a garantir maior obtenção de energia térmica para o sistema de aquecimento; menor tempo de desconforto térmico e menor consumo energético para o Condicionamento de Ar.

Através de simulação numérica utilizando algoritmo desenvolvido em ambiente Matlab, a primeira parte do projeto objetiva investigar a temperatura de água aquecida para cada hora de um ano. Os resultados permitem o projetista a atuar no sistema de forma a diminuir o uso de sistema de aquecimento auxiliar em dias frios e/ou nublados. Sendo o aquecimento auxiliar o único a demandar energia elétrica, diminuir seu uso significa aumentar a eficiência energética. A partir dos resultados, pode-se comparar o sistema proposto a solução mais comum adotada em residências no Brasil: o aquecimento de água para banho através de chuveiro elétrico.

A segunda parte do projeto visa à simulação para cada hora de um ano de equipamentos de Ar Condicionado modelo Split alimentados por placa fotovoltaica (não dimensionada). O segundo algoritmo também desenvolvido em Matlab, nos permite atuar modificando a configuração de aparelhos de Ar Condicionado em cada ambiente, como também o comportamento dos moradores gerando resultados que nos permite verificar qual o impacto das modificações realizadas no consumo de energia bem como se existe viabilidade em um sistema de Ar Condicionado Split em uma residencial de alto desempenho energético.

## **1.4 METODOLOGIA**

A Metodologia deste estudo se divide em três etapas. Uma etapa inicial teórica para compreensão dos conceitos ZEB e do estudo de caso; uma segunda para as demandas do sistema de aquecimento e posterior projeto; e por fim, uma etapa em que são identificadas as cargas térmicas e é elaborado o projeto do Condicionamento de Ar.

De maneira mais detalhada, a primeira etapa consiste em realizar um estudo bibliográfico sobre o conceito ZEB, o potencial de seu impacto em relação à sociedade e ao meio-ambiente conforme novos edifícios são construídos nos próximos anos, visando o status de edifício de balanço energético nulo. Ainda nesta primeira fase, são avaliados os requisitos de projeto limitados pela casa pré-fabricada

proposta por Sudbrack (2017), investigando quais as possíveis soluções para água quente e climatização são viáveis de forma atingir alto desempenho energético, contudo, priorizando soluções práticas e comerciais.

Já na segunda etapa, estudou-se a possibilidade de coletores solares como estratégia para aquecimento de água e seus efeitos. Desta forma determinando a viabilidade da termogeração a partir da radiação solar e como este fator contribui para que uma residência se torne autossustentável. Como a escolha do sistema de aquecimento solar por placas planas, inicia-se ao estudo dos princípios físicos que norteiam o problema. Foi realizada uma revisão bibliográfica a respeito da radiação solar e os fatores que influenciam a captação solar, estudo sobre termoacumulação e termossifão, além da compreensão dos outros componentes que compõem o sistema de aquecimento solar.

Para definir a demanda de água quente, usamos como referência o trabalho de Sudbrack (2017) que definiu o padrão de ocupação e consumo da residência e a localização e orientação geográfica da casa, fator imprescindível para definir o perfil de radiação solar.

Com a demanda definida foi gerada uma planilha em ambiente Excel, para que a partir dos dados disponibilizados pelo INMET sobre a radiação horária durante o ano, obter-se a intensidade total de radiação incidente no coletor solar. Com os dados horários gerados pela planilha, foi desenvolvido um código em Matlab que de maneira iterativa simula o aquecimento da água no coletor solar, escoamento por termossifão, armazenamento no tanque de maneira estratifica com perdas de calor para o ambiente. Um segundo circuito com uso da água quente para banho e retorno de água fria. Desta forma, o objetivo do código era observar hora a hora a temperatura do coletor, de cada camada de água no reservatório e temperatura de banho. Assim pôde-se tomar uma decisão frente à área do coletor, volume do tanque e necessidade e dimensionamento de aquecimento auxiliar para dias nublados e/ou frios. Ao final, uma análise econômica, comparando o projeto com o uso comum de um chuveiro elétrico. Assim pode-se concluir haver uma viabilidade de um coletor solar ou sobre quais condições isto acontece.

A terceira etapa iniciou-se com a avaliação das principais tecnologias de Condicionamento de Ar disponíveis. O modelo Split é o primeiro modelo a ser um considerado para aplicação residencial, pelo seu baixo custo de instalação, baixo ruído, boa eficiência energética, ampla disponibilidade comercial e de manutenção. Portanto, é razoável a sua escolha para o projeto.

Em seguida, iniciamos a pesquisa bibliográfica sobre o processo de resfriamento e desumidificação. Foram levantadas as propriedades psicométricas que influenciam no processo assim como as equações de conservação de massa e energia. Com intuito de definir quando se faz necessário resfriamento do ambiente, estudamos as definições normativas para definição de conforto térmico, são também importantes com o intuito que definirão a tomada de decisão de quando se faz necessário resfriamento do ambiente.

Para o correto dimensionamento da capacidade de refrigeração as cargas térmicas do ambiente devem ser conhecidas. Com esse objetivo, utilizamos os arquivos contendo os resultados de simulação das cargas térmicas do Software OpenStudio, arquivos cedidos por Nobre (2017).

Ao conhecer as condições térmicas do ambiente foram simulados três cenários diferentes. Em um primeiro, cada um dos ambientes da casa: três quartos e a Sala-cozinha-cozinha são resfriados durante todo o período em que estiverem ocupados, neste cenário não há a preocupação com o desconforto térmico. Para o segundo cenário é acrescentado uma restrição. Além da ocupação, as condições do ambiente devem ser desconfortáveis para os moradores para que o Ar Condicionado seja ligado. Por último, foi simulada a situação de melhor projeto em que somente ambientes de maior carga térmica são climatizados e o uso do Ar Condicionado é racionalizado. Neste último cenário a restrição extra se dá na Sala-cozinha-cozinha. O Ar Condicionado não deve ser ligado enquanto houver uso do Cooktop de indução.

## **1.5 ESTRUTURA**

Capítulo 1: apresenta a relevância do consumo energético sustentável e as medidas tomadas em favor da adoção de edifícios de balanço energético nulo. Uma revisão bibliográfica informando ao leitor o estado da arte a respeito de simulação energética de edifícios. Além de objetivos, metodologia e estrutura do trabalho.

Capítulo 2: uma revisão dos conceitos teóricos sobre edifícios de balanço energético nulo (ZEB) são explicados os aspectos construtivos de um coletor solar e a física de seu funcionamento. São discutidos conceitos e modelagem matemática a respeito de radiação solar, absorção de energia por um coletor de placas planas, armazenamento de água aquecida e efeito sifão. São ainda descritos os conceitos relevantes em um sistema de Condicionamento de Ar como psicrometria, conforto térmico, carga térmica e os aspectos relevantes do ciclo de refrigeração.

Capítulo 3: é apresentado o estudo de caso. Os aspectos da habitação pré-fabricada, projeto arquitetônico proposto por Sudbrack (2017). O padrão de ocupação da residência, incluindo a demanda de água aquecida e a carga térmica. São selecionados os componentes do sistema aquecimento, bem como os aparelhos de Ar Condicionado e suas respectivas capacidades de refrigeração.

Capítulo 4: este capítulo apresenta os Modelos Matemático e Numérico utilizados para simular o sistema de aquecimento de água por Coletor Solar e o Sistema de Condicionamento de Ar

Capítulo 5: são apresentados resultados da simulação numérica. São discutidos diferentes cenários de simulação para o Sistema de Aquecimento Solar por Placas Planas e Ar Condicionado Split. Fica demonstrada quantitativamente a efetividade de cada uma das medidas adotadas tanto em fase de projeto como na utilização consciente para o ganho de eficiência energética.

Capítulo 6: são feitas as considerações finais demonstrando a viabilidade dos Projetos de Aquecimento Solar e de Ar Condicionado. São apresentadas possibilidades de trabalhos futuros levando em consideração os resultados apresentados, como também os códigos desenvolvidos.

## 2 CONCEITOS TEÓRICOS

*Este capítulo realiza uma revisão dos conceitos teóricos sobre edifícios de balanço energético nulo (ZEB). São discutidos os conceitos relevantes para o projeto de um Sistema de Aquecimento Solar por Placas Planas e de Condicionamento de Ar.*

### 2.1 EDIFÍCIOS ZEB E NZEB

Edifícios de energia zero, do inglês “Zero Energy Building” ou simplesmente ZEB surgiram nos EUA como solução para o aumento exorbitante do consumo de energia em edifícios que quase dobrou no período entre 1980 e 2000, Silva e Jannuzzi (2013). Entretanto, eles vêm ganhando crescente destaque no cenário internacional, principalmente após a diretiva Europeia 2010/31/EU, destacando-se a diretiva para edifícios EPBD, a qual exige que todos os edifícios construídos devam ser no mínimo nZEB, “Near Zero Energy Building” a partir de 2020.

Edifícios ZEB podem apresentar definições contrastantes, algumas levam em consideração o consumo de energia desde a concepção e transporte de material para a construção. Há uma carência de dados confiáveis a respeito da energia incorporada aos materiais. Segundo Silva e Jannuzzi (2013) a definição comumente empregada leva em consideração tanto o consumo quanta a produção de energia dentro do próprio edifício. Enquanto ZEBs devem ter balanço energético completamente nulo, nZEBs apresentam balanço quase nulo aceitando consumo ligeiramente maior.

“Net Zero Energy Building” – NZEB é outra derivação de edifícios energeticamente eficientes. Neste conceito, o balanço energético inclui não apenas o edifício como um sistema fechado, uma vez que o mesmo está conectado à rede, recebendo e retornando energia a rede. Em alguns períodos pode haver um balanço positivo, quando a geração de energia interna excede a demanda, sendo capaz de vender o excedente, enquanto em outros períodos o oposto pode acontecer. Em um balanço anual, há um somatório próximo de zero.

Um balanço energético positivo é mais factível quando usadas estratégias adequadas de arquitetura, uso de equipamentos eficientes e fontes internas de energia elétrica e aquecimento de água. O conhecimento adequado do clima, o conhecimento geográfico e o melhor mapeamento dos parâmetros, levam a projetos mais adequados, resultando em uma análise de viabilidade mais confiável. Para Domingos, Kals et al (2014), tudo isto contribui para o melhor aproveitamento de regiões mais favoráveis para a construção de NZEB.

Brasília apresenta características favoráveis para construções ZEB. Com relação à “geração” de energia se destacam as tecnologias da captura da energia solar através de painéis fotovoltaicos ou pelo aquecimento de água por coletores solares como fonte de energia térmica. Neste contexto, Brasília aparece como uma cidade de localização estratégica com alto potencial de produção de energia solar.

Fato evidenciado por dias ensolarados (com poucas nuvens) e de duração relativamente estável durante o ano se comparado a locais no globo de clima temperado, ou mesmo com a região sul do Brasil por exemplo. Brasília conta com baixa umidade relativa do ar diminuindo efeitos causados por vapor d'água presente no ar. A cidade apresenta poucas horas de desconforto térmico durante o ano, o que gera um menor consumo por Condicionamento de Ar Sudbrack (2017). Com isto, estratégias passivas de ventilação natural podem ser suficientes em alguns casos.

## 2.2 AQUECIMENTO SOLAR

O Coletor solar de placa plana é um dispositivo capaz de transferir calor da radiação solar para um fluido, comumente ar ou água. De forma a garantir maior troca de calor para o fluido e simultaneamente uma menor perda para o ambiente, a placa plana pode apresentar inúmeros recursos e dispositivos ou pode ela ser mais simples e barata, normalmente esta não apresenta cobertura o que a torna menos eficiente. De maneira geral, fluido escoa dentro de uma tubulação em que é idealmente de maior área possível a fim de facilitar a troca de calor. Com este objetivo, ela realiza uma série de voltas como uma serpentina, mesmo princípio aplicado em trocadores de calor comuns. A tubulação é construída em material bom condutor de calor, geralmente o cobre e uma placa absorvedora com coloração negra são colocados junto ao conjunto de tubos de forma a maximizar absorção de calor. Finalmente, a placa plana apresenta uma cobertura transparente à faixa de comprimento de onda da radiação solar incidente e que reflete parte da radiação, gerando efeito estufa. A cobertura ainda tem papel de proteção contra maiores perdas para o ambiente por convecção. As outras superfícies da placa são construídas em material isolante de forma a garantir menor perda possível por condução, convecção e radiação. Um esquema demonstrando as posições dos elementos descritos pode ser visto na Figura (2.1).

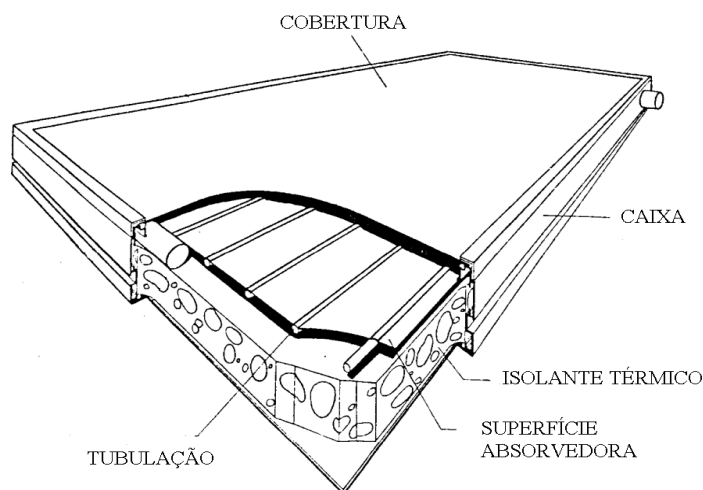


Figura 2.1. Coletor Solar de Placa Plana, Oliveira (2014)



## 2.3 RADIAÇÃO SOLAR

O Sol é a principal fonte de energia para o planeta Terra. Coletores solares, placas fotovoltaicas e outras tecnologias similares buscam aproveitar diretamente tal potencial energético. A atmosfera solar encontra-se a uma temperatura de aproximadamente 6000 K, emitindo radiação nos comprimentos de onda entre 0,3  $\mu\text{m}$  e 3,0  $\mu\text{m}$ , com maior intensidade ao redor de 0,5  $\mu\text{m}$ . Particularmente a radiação térmica, a faixa de maior interesse neste estudo, estende-se aproximadamente de 0,1  $\mu\text{m}$  a 100  $\mu\text{m}$ . A radiação solar extraterrestre absorvida em uma placa plana perpendicular ao fluxo da radiação solar a uma distância média definida entre o Sol e a Terra ( $127,5 \times 10^2 \text{ km}$ ) é uma constante definida  $G_{SC}$  e tem o valor  $1353 \text{ W/m}^2$ . Todavia, a radiação solar incidente é raramente perpendicular à superfície, geralmente apresenta inclinação que pode ser descrita em termos de diversos ângulos, definidas por Duffie e Backman (2013).

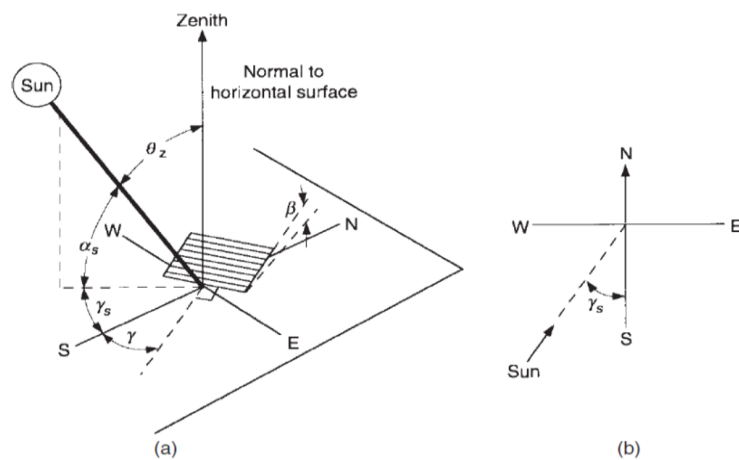


Figura 2.2. (a) Decomposição angular da incidência solar em uma superfície inclinada, (b) Vista em plano que mostra o ângulo do azimuth solar (Duffie e Beckman, 2013)

- $\Phi$  Latitude, localização angular norte ou sul do Equador, hemisfério norte positivo. ( $-90^\circ \leq \Phi \leq 90^\circ$ ).
- $\delta$  Declinação, posição angular do sol no meio dia solar em relação ao plano do Equador, hemisfério norte positivo ( $-23,45^\circ \leq \delta \leq 23,45^\circ$ ).
- $\beta$  Inclinação, ângulo entre o plano da superfície em questão e a horizontal ( $0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$ ).
- $\gamma$  Ângulo azimutal da superfície, desvio da projeção no plano horizontal da normal à superfície em relação ao meridiano local, no sul é zero, para leste é negativo e para oeste é positivo ( $-180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$ ).

- $\omega$  Ângulo horário, descolamento angular do sol ao leste ou oeste do meridiano local devido a rotação da Terra em relação ao seu eixo à 15° por hora, de manhã negativo, de tarde positivo.
- $\theta$  Ângulo de incidência. O ângulo entre a radiação direta em uma superfície e a normal à superfície
- $\theta_z$  Ângulo azimutal. O ângulo de incidência da radiação direta em uma superfície horizontal.

A inclinação  $\delta$  pode ser encontrada pela equação de Cooper (1969),

$$\delta = 23.45 \sin\left(360 \frac{284 + n}{365}\right) \quad (2.1)$$

sendo  $n$  o enésimo dia do ano.

Ainda considerando a radiação solar fora da atmosfera terrestre, agora para uma determinada inclinação da superfície absorvedora e considerando a mesma normalizada em um período de 1 hora. Levando também em consideração aspectos que influenciam a inclinação da radiação, são eles: a latitude, declinação e dia do ano, uma vez que a posição do sol também varia ao longo do ano, Duffie e Backman (2013), define-se  $I_0$  como a radiação total extraterrestre como descrito na Equação (2.2).

$$I_0 = \frac{12 \times 3600}{\pi} G_{sc} \left(1 + 0,033 \cos \frac{360n}{365}\right) \times \left[\cos \phi \cos \delta (\sin \omega_2 - \sin \omega_1) + \frac{\pi(\omega_2 - \omega_1)}{180} \sin \phi \sin \delta\right] \quad (2.2)$$

Sendo  $\omega_2$  e  $\omega_1$  respectivamente os ângulos horários para o início e fim do período considerado. A Equação (2.2) nos permite comparar e criar relações com a radiação total incidente em uma superfície plana definida como  $I$ , uma vez que estes valores são disponibilizados por institutos de pesquisa que realizam medições.

A atmosfera terrestre modifica de maneira importante a radiação solar que de fato irá incidir em uma superfície na Terra, que passa a ser dependente da claridade do céu. Nuvens refletem e dispersam parte da radiação, impedindo com que ela incida diretamente em uma superfície. Mesmo dias claros, apresentam fração importante da radiação difusa, uma vez que vapor d'água presente na atmosfera também dispersa radiação solar. O índice de claridade  $k_t$  nos dá informação da fração da irradiação

solar difusa e por complemento inferimos quanto é direta.  $k_t$  é expresso pelo cociente entre a radiação horária total e a radiação extraterrestre, Equação (2.3), Duffie e Backman (2013).

$$k_t = \frac{I}{I_0} \quad (2.3)$$

Radiação difusa geralmente é medida e comparada à radiação total, então gráficos são plotados gerando equações empíricas como a Equação (2.4), Duffie e Backman (2013):

$$\frac{I_d}{I} = \begin{cases} 1 - 0,09k_t, & \text{para } k_t \leq 0,22 \\ 0,955 - 0,1604k_t + 4,388k_t^2 \\ -16,638k_t^3 + 12,336k_t^4, & \text{para } 0,22 \leq k_t \leq 0,8 \\ 0,165 & \text{para } k_t > 0,22 \end{cases} \quad (2.4)$$

A radiação  $I$  é o valor da radiação total incidente em uma superfície plana no período de 1 hora. Contudo é comum em aplicações a utilização de superfícies inclinadas de forma a aproveitar em média a maior parte da energia, visto que o sol irá incidir a diferentes ângulos durante o ano e durante cada dia. É recomendado que esta inclinação fosse tanto maior quanto maior for em módulo a latitude da região. Para que este efeito seja contabilizado, é definido um fator  $R_b$ , razão entre os ângulos da radiação horária em superfície inclinada e reta, Siqueira (2009), dada pela Equação (2.5):

$$R_b = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (2.5)$$

A radiação total absorvida pelo coletor levando em consideração sua inclinação, a radiação direta, radiação difusa e radiação difusamente refletida pelo solo é dada pela Equação (2.6), Siqueira (2009).

$$S = I_b R_b + I_d \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + (I_b + I_d) \rho^* \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \quad (2.6)$$

Em que  $\rho^*$  é a refletividade do solo.

## 2.4 CALOR ABSORVIDO EM UMA PLACA PLANA

A Equação (2.6) não leva em consideração perdas de calor do coletor para o meio. Tais perdas podem ocorrer por mecanismos ópticos e por mecanismos de transferência de calor: convecção, condução e radiação. Ou seja, para calcular quanta energia de fato o fluido no interior coletor irá

absorver devemos conhecer suas características construtivas e geométricas sendo capazes de dizer quanto calor será perdido para o meio em determinada condição climática. É demonstrado por Duffie e Backman (2013) que a Equação (2.7) calcula a energia  $Q_u$  absorvida pelo coletor a partir da radiação incidente  $S$  em função da área do coletor  $A_C$  temperatura ambiente  $T_a$ , da temperatura média da placa  $T_{p,m}$  e coeficiente global de perdas  $U_L$ .

$$Q_u = A_C [S - U_L (T_{p,m} - T_a)] \quad (2.7)$$

A aplicação da Equação (2.7) é restrita, uma vez que se devem levar em consideração todos os detalhes de troca de calor e distribuição de temperatura na placa. A variável  $T_{p,m}$  pode ser calculada ao se conhecer a distribuição de temperatura ao longo das tubulações do coletor da placa que varia nos eixos x (horizontal) e y (vertical). O coeficiente global de troca de calor  $U_L$  leva em consideração as perdas por condução, convecção e radiação. A primeira depende das camadas de placa que cobrem o coletor. Os efeitos da convecção são contabilizados a partir das condições de vento, gerando diferentes resultados para escoamentos laminares e turbulentos. A radiação tem variação expressiva com a temperatura, sendo irrelevante a baixas temperaturas e muito importante a alta temperatura, com o gradiente de temperatura encontrado no coletor solar, tal termo deve ser contabilizado de alguma forma. Existe por tanto, uma modelagem matemática complexa demonstrada por Duffie e Backman (2013) que gerará resultados muito acurados. Tal precisão é importante quando se quer estudar um determinado coletor. Para o atual escopo de projeto, será adotada a simplificação dada pela Equação (2.8) em que os parâmetros médios  $F_R(\tau\alpha)$  e  $F_R(UL)$  são definidos experimentalmente e disponibilizados pelo INMETRO.

Em que  $T_i$  se refere à temperatura de entrada de água no coletor, parâmetro muito mais simples de ser medido e calculado que a temperatura média  $T_{p,m}$ , sendo  $F_R$  o fator de remoção de calor,  $(\tau\alpha)$  o produto transmitância absorvância. Segundo Duffie e Backman (2013) quando o fator de remoção de calor é multiplicado por  $(\tau\alpha)$  ou por  $UL$  passam a ter os seguintes significados físicos:  $F_R(\tau\alpha)$  é um indicativo de quanta energia é absorvida enquanto  $F_R(UL)$  de quanta energia é perdida. Assim é desejável um coletor que apresente  $F_R(\tau\alpha)$  de maior valor possível enquanto  $F_R(UL)$  deve ser o menor possível.

O fator de remoção de calor  $F_R$  relaciona a energia útil real e a energia que seria absorvida quase toda temperatura da placa estivesse na temperatura do fluido, Santos (2012):

$$F_R = \frac{mc_p (\dot{T}_s - T_e)}{A_C [S - U_L (T_e - T_a)]} \quad (2.9)$$

Parte da radiação que chega a placa absorvedora é absorvida e outra parte é refletida, então parte da radiação que retorna a cobertura é refletida de volta para a placa absorvedora. O processo então se

repete indefinidas vezes. O somatório de toda a radiação que é finalmente absorvida é representado pelo produto transmitância absorvância ( $\tau\alpha$ ), Equação (2.10), Santos (2012), processo representado na Figura (2.3).

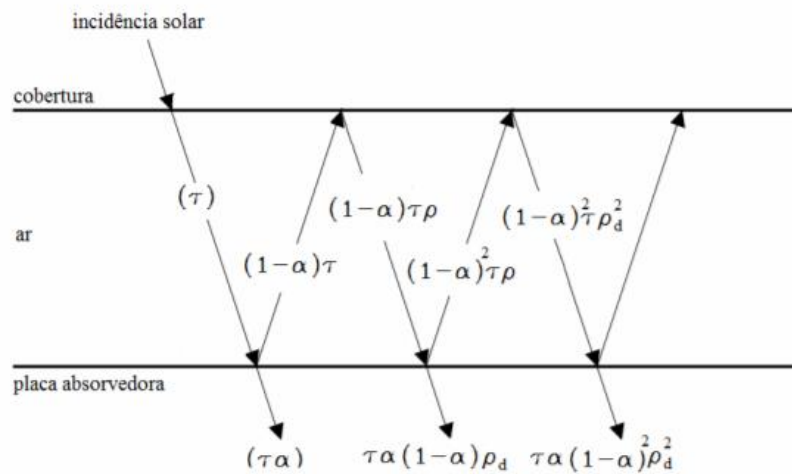


Figura 2.3. Absorção pela placa absorvedora, (Santos 2012)

$$(\tau\alpha) = \tau\alpha \sum_{n=0}^{\infty} [(1-\alpha)\rho]^n \quad (2.10)$$

## 2.5 RESERVATÓRIO TÉRMICO

O reservatório de água quente tem a função de termoacumulação, ou seja, armazena energia térmica ao aproveitar do alto calor específico da água. Isto se faz necessário, uma vez que há uma grande disponibilidade de calor nos coletores solares durante dia, por outro lado, o consumo poderá ocorrer horas depois, quando não houver mais radiação solar.

Outro aspecto importante do reservatório é que maior seu volume, maior sua capacidade térmica e maior inércia térmica, dificultando o aquecimento da água por um lado, mas gerando um menor decréscimo de temperatura no período da noite. Infere-se que deve haver um volume de água ótimo de tal forma que a água é aquecida até uma temperatura desejada e que será entregue ao usuário em temperatura de projeto.

O tanque de armazenamento também é responsável por alimentar o coletor solar. Opera ao receber água aquecida do coletor pela parte superior, a uma vazão definida por uma bomba ou por termossifão, efeito abordado em seguida. Água aquecida é armazenada e massa de água mais fria com maior massa específica se acumula na parte inferior retornando ao coletor solar. Há ainda um segundo circuito que opera de maneira inversa. Água aquecida é enviada para o consumo por tubulação que sai pela parte superior do tanque. Porque o volume do tanque deve ser mantido constante, água proveniente da concessionária à temperatura ambiente retorna pela parte inferior.

O movimento descrito não é suficiente para misturar a água dentro do reservatório, assim por conta das diferenças das massas específicas causadas pela diferença de temperatura, acontece uma estratificação do tanque. Água quente se acumula na parte superior, água mais fria se acumula na parte inferior.

O modelo descrito por Duffie e Backman (2013) divide o tanque em camadas que são analisadas individualmente. Quanto maior o número de camadas mais acurado o modelo, no entanto, maior custo computacional. Segundo os mesmos autores, de três a quatro camadas são suficientes para se obter um resultado confiável. Assim é feito um balanço de energia em cada uma das camadas. A Figura (2.4) representa o diagrama de corpo livre de um tanque de armazenamento dividido em três camadas.

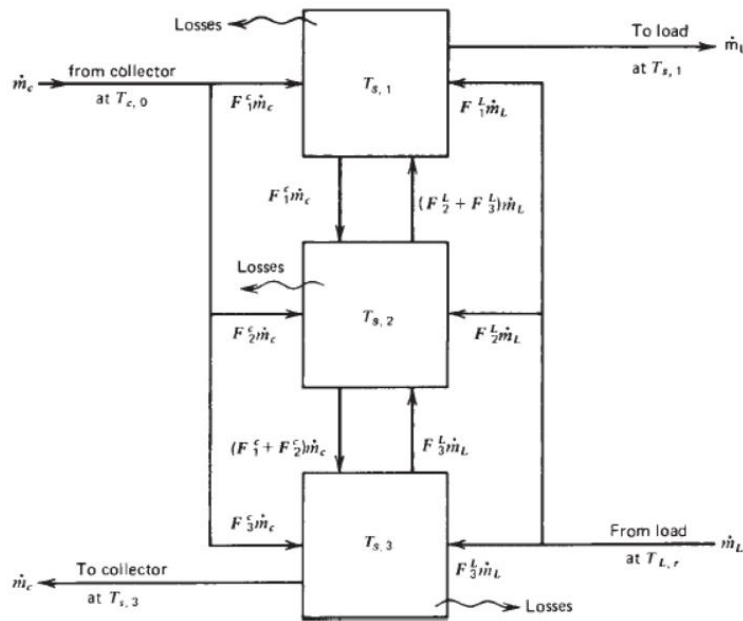


Figura 2.4. Diagrama de corpo livre de um sistema composto por três camadas, (Duffie e Beckman, 2013)

A função de controle  $F_i^c$  determina qual camada recebe água do coletor, enquanto  $i$  é a  $i$ -ésima camada e  $N$  o número de total de camadas.  $T_{s,i}$  expressa a temperatura da  $i$ -ésima camada, enquanto  $T_{c,0}$  é a temperatura da água aquecida que sai do coletor.

$$F_i^c = \begin{cases} 1 & \text{se } i=1 \text{ e } T_{c,0} > T_{s,1} \\ 1 & \text{se } T_{s,i-1} \geq T_{c,0} > T_{s,i} \\ 0 & \text{se } i=0 \text{ e } i > N+1 \\ 0 & \text{outras condições} \end{cases} \quad (2.11)$$

O retorno de água, havendo o consumo é determinado pela função de controle  $F_i^L$  :

$$F_i^L = \begin{cases} 1 & \text{se } i = N \text{ e } T_{L,F} > T_{S,N} \\ 1 & \text{se } T_{S,i-1} \geq T_{L,r} > T_{S,i} \\ 0 & \text{se } i = 0 \text{ ou } i = N + 1 \\ 0 & \text{outras condições} \end{cases} \quad (2.12)$$

Pela metodologia de Duffie e Backman (2013) o escoamento pode ser ascendente ou descendente dentro do tanque de armazenamento, podendo haver simultaneidade. A diferença entre ambos os escoamentos define qual será o valor e sentido da vazão resultante dentro do tanque. A simulação realizada neste estudo separa os dois momentos, uma vez que o consumo da água quente será realizado durante instante em que não há radiação solar. A Equação (2.14) define uma vazão misturada.

$$\dot{m}_{m,1} = 0 \quad (2.13)$$

$$\dot{m}_{m,i} = \dot{m}_C \sum_{j=1}^{i-1} F_j^C - \dot{m}_L \sum_{j=i+1}^N F_j^L \quad (2.14)$$

$$\dot{m}_{m,N+1} = 0 \quad (2.15)$$

Realizando o balanço de energia em uma camada  $i$  pode ser expressa pela Equação (2.16), Duffie e Backman (2013):

$$M_{i,p} c_p \frac{dT_{s,i}}{dt} = UA(T_a - T_{s,i}) + F_i^C \dot{m}_C (T_{c,o} - T_{s,i}) + F_i^L \dot{m}_L (T_{L,f} - T_{s,i}) + \begin{cases} m_{m,i} (T_{s,i-1} - T_{s,i}) & \text{se } m_m > 0 \\ m_{m,i+1} (T_{s,i} - T_{s,i+1}) & \text{se } m_{m+1} < 0 \end{cases} \quad (2.16)$$

## 2.6 TERMOSSIFÃO

Aquecimento solar por placa plana depende de um mecanismo que transporte água aquecida dos coletores para o tanque de armazenamento e retorne de água a uma temperatura mais baixa para o coletor solar. O procedimento pode ser realizado por uma bomba através de trabalho mecânico, consumindo energia de fonte externa ao sistema sol-coletor-tanque. Para sistemas de pequeno porte, o transporte da água pode ser realizado por um mecanismo conhecido como termossifão, em que a energia para o escoamento vem da energia da radiação solar. Neste processo, água ao se aquecer no

coletor solar tem sua massa específica diminuída, esta diferença de massa específica entre fluido presente no topo do coletor e sua base gera um gradiente de pressão suficiente para gerar escoamento. Assim não é necessária a utilização de uma fonte externa de energia a não ser o próprio sol.

Um pré-requisito para o funcionamento do termossifão é que o tanque de acumulação deve estar posicionado acima do coletor solar. Isto porque ao ser aquecida, a água estará neste instante a uma temperatura superior à temperatura da porção de fluido superior do tanque, e o princípio já discutido garantirá que o fluido escoará do coletor para o tanque nas partes superiores e voltará por gravidade da porção inferior do tanque para a porção inferior do coletor Siqueira (2009).

Como pode ser inferida a vazão da água do coletor para o tanque é variável e depende do gradiente de temperatura gerado na placa plana. Assim, maior radiação absorvida, maior gradiente de temperatura, por consequência o efeito termossifão é acentuado, e finalmente a vazão também aumenta.

Há inúmeras formas de se estimar a vazão. Será utilizada neste estudo e no código posteriormente a metodologia desenvolvida por Uhlemann e Basal, baseado na equação de Hagen-Poiseuille. Em que leva em consideração os efeitos de perda de carga ao longo do circuito do aquecedor solar operando em termossifão, Siqueira (2009).

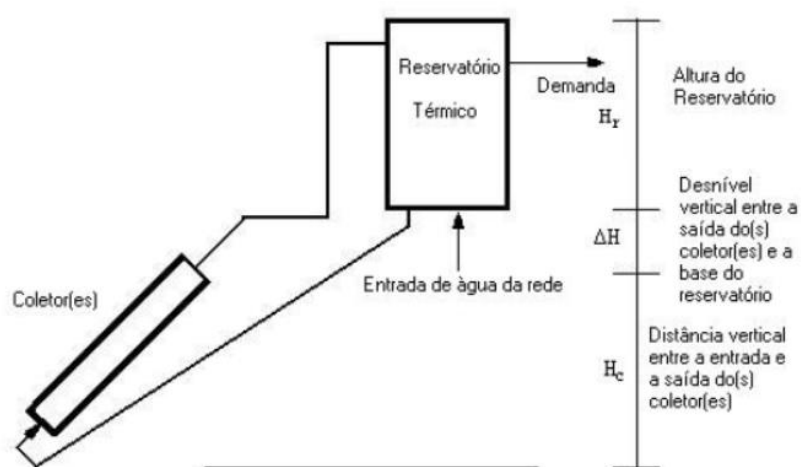


Figura 2.5. Dimensões relevantes para o cálculo da vazão por termossifão, Siqueira (2012)

A perda de carga é proporcional ao comprimento percorrido na tubulação, a vazão por sua vez também passa a ser dependente. Assim  $H$  é calculado a partir da altura do reservatório  $H_r$ , desnível vertical entre a saída do coletor e a base do reservatório  $\Delta H$  e distância vertical entre a entrada e a saída do coletor  $H_c$ , parâmetros definidos na Figura (2.5).



$$H_c = L \sin \beta \quad (2.17)$$

Sedo  $L$ , o comprimento do coletor.

$$H = \frac{H_c}{2} + \Delta H + \frac{H_r}{2} \quad (2.18)$$

A média da massa específica pode ser calculada pela Equação (2.19):

$$\rho = \frac{\rho_s + \rho_e}{2} \quad (2.19)$$

A vazão mássica pode ser calculada pela Equação (2.20), Siqueira, (2003). Em que  $\mu$  é a viscosidade dinâmica média do coletor,  $L$  o comprimento da tubulação,  $D$  o diâmetro da tubulação,  $g$  a aceleração da gravidade,  $\rho$  a massa específica média calculada pela expressão anterior,  $\rho_e$  e  $\rho_s$  respectivamente a massa específica na entrada e saída do coletor.

$$\dot{m}_c = \frac{(\rho_e - \rho_s)gH\pi D^4 \rho}{128L\mu} \quad (2.20)$$

## 2.7 CONDICIONAMENTO DE AR

Os conceitos discutidos até então estão relacionados às edificações nZEB ou ao sistema de aquecimento solar de água por placas planas. A partir deste item, serão discutidos os conceitos básicos para se realizar um projeto de Ar Condicionado. Condicionamento de Ar envolve o controle da qualidade do ar para o conforto de seres humanos, animais ou para correto funcionamento de instalações como em laboratórios, indústrias ou data-centers, por exemplo. Pode-se dizer que o ar apresenta boa qualidade quando o mesmo apresenta as condições ideais de temperatura, umidade, velocidade, e em alguns casos, a pressão também será relevante, Jones (1973).

## 2.8 PSICROMETRIA

Para a realização de um projeto de Ar Condicionado é necessário compreender o processo termodinâmico de resfriamento e desumidificação que ocorre na serpentina de resfriamento da unidade evaporadora de um aparelho de Ar Condicionado. O estudo de tal processo e das variáveis que os compõe está inserido na Psicrometria. Neste campo da ciência, o interesse está em estudar o ar úmido e os processos que o envolve, uma vez que a simplificação de considerar o ar como apenas uma mistura de gases sem a presença de vapor d'água não traz resultados satisfatórios em aplicações que

envolvem Condicionamento de Ar. Isto porque seria negligenciado o efeito do calor latente de vaporização da água.

O ar úmido é na verdade composto por uma mistura de ar seco e vapor d'água. Graças às Leis da Pressão Parcial de Dalton podemos analisar tais substâncias separadamente utilizando as Leis de Gases Ideais para então observar o resultante da soma delas, Jones (1973). Portanto, é possível definir uma pressão de vapor que será amplamente utilizada para calcular outras propriedades do ar úmido.

A umidade relativa é o primeiro parâmetro discutido. Ela é a razão entre a pressão parcial de vapor no ambiente a uma determinada temperatura e a pressão que o vapor saturado teria naquela temperatura. É, portanto, calculada pela Equação (2.21).

$$UR = \frac{P_w}{P_{ws}} 100\% \quad (2.21)$$

Sendo  $P_w$ , a pressão de vapor e  $P_{ws}$  a pressão de vapor saturada.

A uma dada temperatura, maior a umidade relativa, maior a quantidade de vapor presente no ar. Se uma dada massa de ar apresenta 100% de umidade relativa, ela é considerada saturada. De outra forma, na temperatura em que se encontra, a massa de ar contém a maior quantidade de vapor d'água possível e a pressão de vapor nessas condições é igual a pressão de vapor saturado.

A temperatura de bulbo úmido é outra propriedade importante. Representa a temperatura que um termômetro de bulbo envolto por algodão umedecido marca em uma dada temperatura de bulbo seco (marcada diretamente pelo termômetro quando apresenta o bulbo seco). Pode-se inferir que ambas as medidas apresentam o mesmo valor quando a umidade relativa está em 100%. Isto acontece porque se o vapor contido no ar encontra-se saturado, a água presente no algodão fica impedida de evaporar. Em outras condições de umidade, calor latente da vaporização da água diminuiria a temperatura do bulbo, fazendo com que o termômetro marcasse um valor mais baixo.

É também fundamental o conhecimento do ponto de orvalho, uma vez que atingi-lo é imprescindível no processo de desumidificação. Quando o ar encontra-se na temperatura de orvalho, vapor d'água antes contido no ar condensa-se, diminuindo a umidade relativa no estado final. Assim o ponto de orvalho é a temperatura em que o ar saturado tem a mesma pressão de vapor que o ar úmido.

A Psicrometria estuda outras propriedades relevantes não discutidas como o volume específico, umidade absoluta, entre outros. Todas estas propriedades podem ser convenientemente representadas em forma de diagrama, conhecido como Carta Psicrométrica, Figura (2.6). Utilizando o diagrama, podemos obter o valor de uma propriedade ao se conhecer duas propriedades independentes, e ainda podem-se traçar processos termodinâmicos. Ao conhecer o estado inicial e o processo, pode ser determinado o estado final.

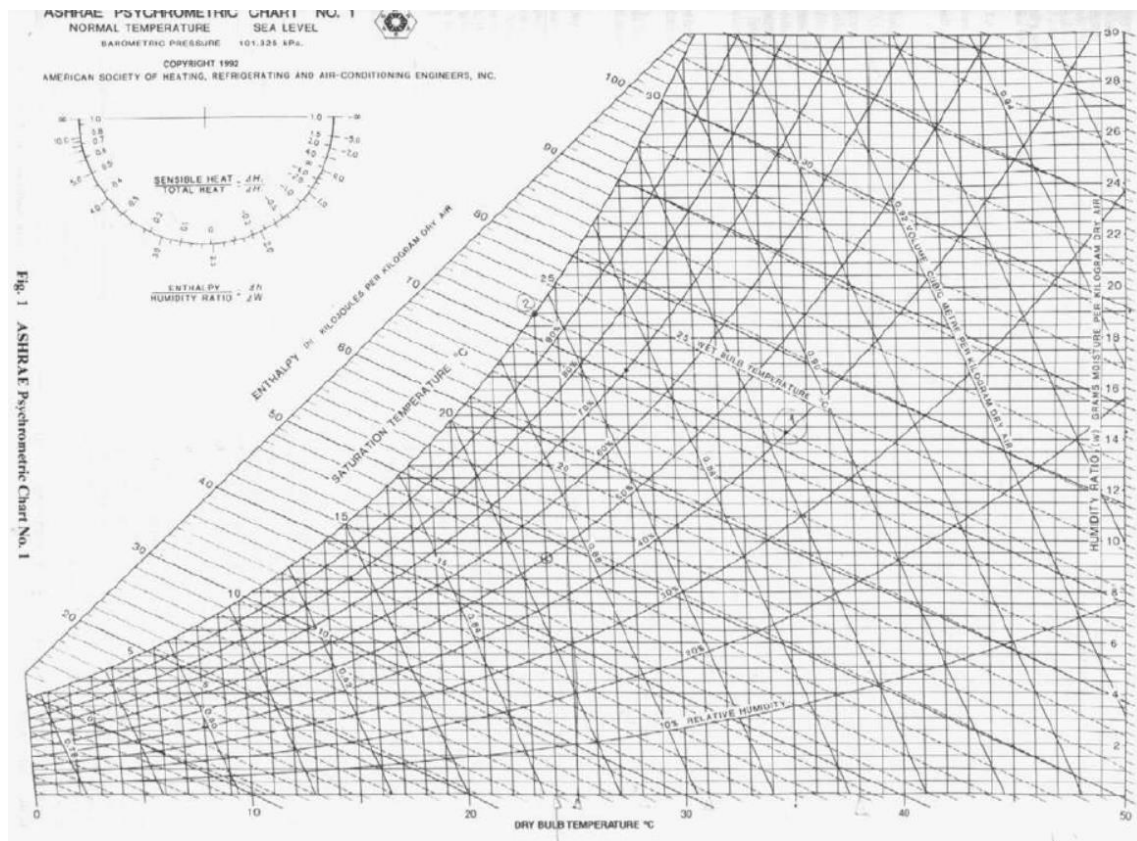


Figura 2.6 Carta Psicrométrica, ASHRAE (1992).

Além das propriedades psicrométricas, a Psicrometria estuda os processos que envolvem o ar úmido, são eles: aquecimento e resfriamento sensível, desumidificação, umidificação, injeção d'água, injeção de vapor, resfriamento e desumidificação com reaquecimento, mistura, aquecimento sensível, resfriamento sensível entre vários outros.

O nosso interesse é apenas no processo de resfriamento e desumidificação, processo relevante para o condicionamento de ar. Há quatro formas de se obter o processo, são eles: resfriamento a uma temperatura inferior ao ponto de orvalho, absorção, adsorção, compressão seguida de resfriamento. Utilizaremos apenas o primeiro método (resfriamento a uma temperatura inferior ao ponto de orvalho) que é o comum em um Ar condicionado modelo Split que utiliza um ciclo de refrigeração.

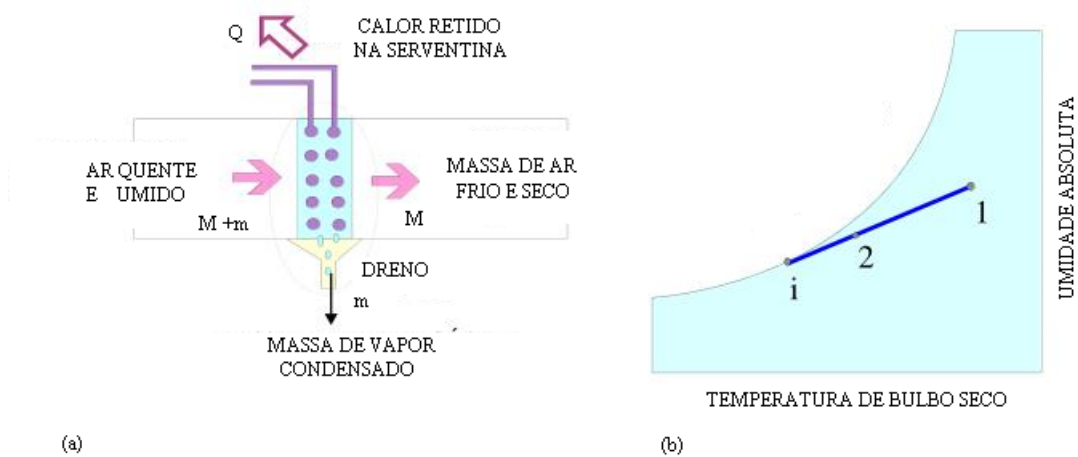


Figura 2.7 Resfriamento e Desumidificação, (a) Processo Físico, (b) Processo representado na Carta Psicrométrica, Silava (2013)

A Figura (2.7 a) mostra o processo de Resfriamento e Desumidificação que acontece na unidade Evaporadora do Ar Condicionado Split, a Figura (2.7 b), demonstra o processo na Carta Psicrométrica. Observe que o Estado 1 está a uma temperatura de bulbo seco e umidade absoluta mais altas que o estado final i. A massa de ar é úmido e mais quente é desumidificada e resfriada ao passar pela serpentina de evaporação que está à temperatura abaixo do ponto de orvalho. Assim, o vapor contido no ar úmido no estado i passa pelo processo de condensação, Figura (2.7 a). Em situação real, nem toda a massa de ar entra em contato com a serpentina, o resultado, portanto, é um ar com umidade menor que o Estado 1, mas maior que o estado i.

## 2.9 CONFORTO TÉRMICO

Conforto térmico é um termo que define uma qualidade subjetiva sobre o quão satisfeito alguém está com as condições térmicas do ambiente, Jones (1973). Por inúmeras razões, tal percepção varia de indivíduo para indivíduo e não somente, ainda o mesmo indivíduo apresenta diferentes interpretações de acordo com sua vestimenta, idade, ou mesmo intensidade de atividade. Tudo depende de quanto calor será trocado com o meio através dos processos de condução, convecção, radiação e evaporação. Assim as propriedades do meio: temperatura de bulbo seco, umidade relativa do ar, velocidade do ar e temperatura radiante média irão diretamente influenciar tais formas de transferir calor. Medir tais parâmetros é de suma importância para identificar as condições de conforto do ambiente. Os parâmetros podem ser medidos diretamente e indiretamente. As formas indiretas geram índices e parâmetros que respondem sobre o conforto térmico de maneira geral.

Observa-se que as condições de conforto térmico são diferentes quando há Condicionamento de Ar e quando há apenas Ventilação Natural. Com a finalidade de maior eficiência térmica, há uma busca de se atingir o conforto térmico em soluções passivas, ou de ventilação. Porém quando o

ambiente em tais condições não é capaz de fornecer conforto suficiente ao usuário, entra em ação o sistema de Condicionamento de Ar. Como as condições ambientais consideradas de conforto em ambas as situações são diferentes, iremos introduzir quais são as condições de conforto para cada situação.

Para um ambiente naturalmente ventilado, usaremos o modelo de conforto térmico adaptativo. Aqui as condições de conforto são definidas em função da temperatura média mensal externa e da temperatura operativa interna. A norma ASHRAE 55 estabelece as condições em que a combinação de fatores humanos subjetivos e condições ambientais produzem conforto térmico. Sendo os fatores ambientais: temperatura, radiação térmica, umidade e velocidade do ar. Já os fatores pessoais são os de atividade e vestimenta.

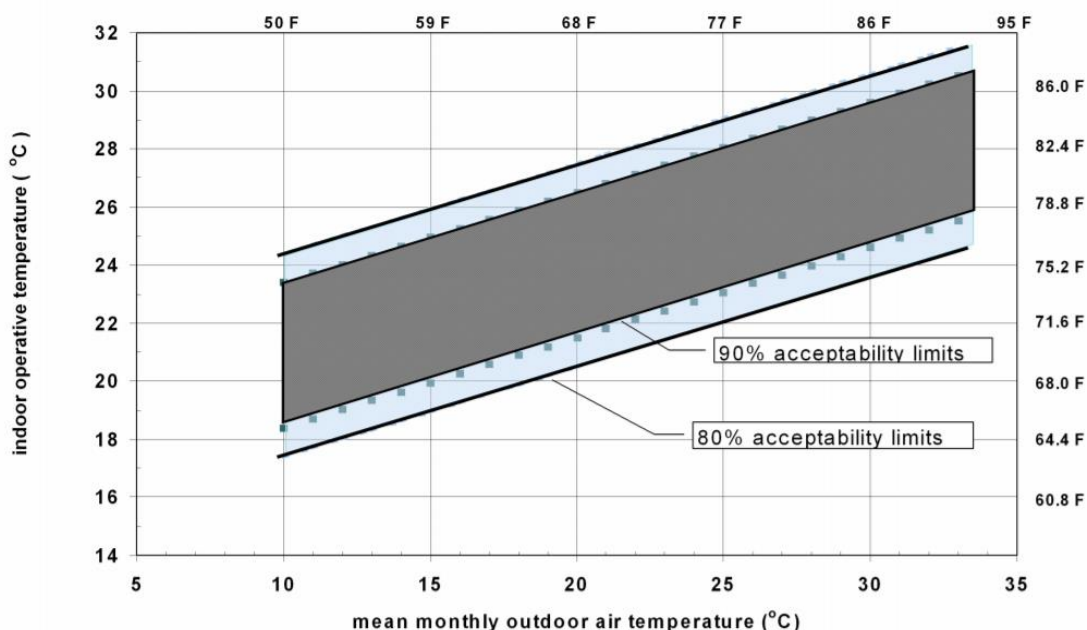


Figura 2.8 Temperaturas operativas aceitáveis segundo a ASHRAE 55-2010 (ASHRAE, 2010)

Havendo uma situação de desconforto, ou seja, a temperatura operativa estando fora dos 80% considerados ótimos, será considerado que o sistema de Condicionamento de Ar será ativado. A norma ABNT/CB-55 (2008) estabelece as condições consideradas confortáveis para um ambiente em tais condições.

## 2.10 CARGA TÉRMICA

A carga térmica em um determinado espaço é dada pelo calor sensível e latente introduzidos nele. Assim, ar insuflado no ambiente pode introduzir carga térmica, assim como indivíduos, iluminação, eletrodomésticos. O ambiente externo também atua como uma importante fonte de carga térmica para um determinado ambiente fechado, sendo a radiação solar bastante importante. A carga térmica total do ambiente varia com o tempo e será calculada utilizando o Software OpenStudio.

Porque há uma interação entre a carga térmica e o calor retirado na serpentina evaporadora, podemos ao definir carga térmica no ambiente selecionar de maneira adequada o aparelho de Ar Condicionado capaz de retirar tal carga. A carga total na serpentina de resfriamento é dada pela Equação (2.22):

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_f - h_i) \quad (2.22)$$

Onde  $\dot{m}$  é a vazão mássica,  $h_f$  e  $h_i$ , respectivamente, as entalpias de saída e entrada respectivamente.

A carga térmica de um ambiente pode ser definida das mais diversas formas. Entre os softwares disponíveis, foi escolhido o Open Studio.

## 2.11 CICLO DE REFRIGERAÇÃO

O ciclo de refrigeração por compressão a vapor é amplamente utilizado em aplicações que envolvem transferir calor de um ambiente mais frio para um mais quente. Sua aplicação vai de geladeiras a aparelhos de ar condicionado, de aquecedores de piscina a bebedouros.

De maneira simples, o ciclo de Carnot ideal de refrigeração pode ser explicado da seguinte forma. Fluido refrigerante no estado líquido é evaporado na serpentina evaporadora ao receber calor do ar do ambiente interno em que se deseja manter a uma temperatura inferior ao ambiente externo. O processo (recebimento isotérmico de calor) acontece a uma baixa pressão que corresponde à pressão de sucção do compressor, processo 4-1 da Figura (2.9). O vapor é então comprimido pelo compressor, chegando a uma alta pressão e temperatura, em condições ideais, tal processo termodinâmico é a compressão adiabática, 1-2. Em seguida o fluido rejeita isotermicamente calor ao ambiente externo ao condensar, ou seja, calor latente de condensação é retirado do fluido refrigerante na serpentina de condensação para o ar externo, 2-3. Por fim, no processo 3-4, o fluido é expandido em um dispositivo de expansão voltando às condições de pressão e temperatura de entrada do evaporador.

- 4 → 1 : Recebimento isotérmico de calor;  
 1 → 2 : Compressão adiabática;  
 2 → 3 : Rejeição isotérmica de calor;  
 3 → 4 : Expansão adiabática.

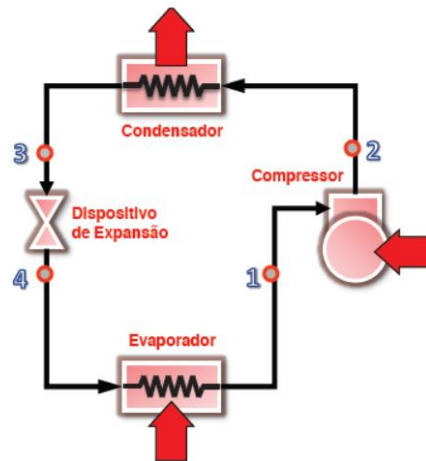
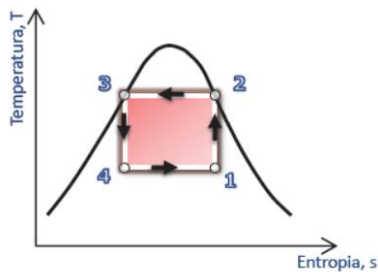


Figura 2.9. Ciclo de Refrigeração Padrão, Pimenta (2012)

O desempenho de um ciclo de refrigeração é calculado pelo coeficiente de performance (COP). Ele é dado pela razão entre a energia removida no evaporador (o efeito desejado), e a energia fornecida ao compressor (ação necessária, o consumo).

$$COP = \frac{Q_R}{W} \quad (2.23)$$

Quão maior o COP melhor o desempenho do aparelho de Ar Condicionado. Contudo, o desempenho varia de maneira importante para um mesmo aparelho em condições ambientais diferentes. Podemos assim avaliar a performance de um aparelho ao varia a temperatura interna do ambiente condicionado e temperatura externa.

Ao aumentar a temperatura externa, mantendo todos os outros parâmetros constantes, gera um aumento do consumo do aparelho, diminuindo o COP. Acontece que ao aumentar a temperatura de condensação, há um subsequente aumento da pressão necessária para a condensação em uma temperatura mais alta. O resultado é que o compressor deve comprimir em temperaturas mais altas.

Ao diminuir a temperatura interna mantendo todos os outros parâmetros constantes diminui o COP. Ora, uma temperatura mais baixa no evaporador, significa uma pressão mais baixa na sucção do compressor, gerando uma maior diferença entre a pressão de entrada e saída do compressor, o que também aumenta o consumo do mesmo. Como resultado, maior será o COP para um mesmo ciclo de refrigeração caso o ambiente externo esteja a uma temperatura mais baixa e se mantenha o ambiente interno a uma temperatura mais alta possível.

## 2.12 ESTIMATIVA DE ÁREA PARA PAINEL FOTOVOLTAICO

Ao final do Projeto será realizada uma breve estimativa de área de painel fotovoltaico necessária para atender a demanda de gasto energético com Aquecimento Auxiliar do Sistema de Aquecimento Solar e do Ar Condicionado.

Para estimar a energia gerada por uma placa fotovoltaica em Brasília, utilizaremos a Equação (2.24):

$$E = \eta I_{dia} \quad (2.24)$$

Em que  $E$  é a média diária de energia gerada por  $m^2$  de painel solar na cidade de Brasília,  $\eta$  a eficiência do painel fotovoltaico e  $I_{dia}$  a média diária de energia incidente por  $m^2$  em um painel fotovoltaico dado em  $kWh/m^2$ dia.

Para realizar a estimativa da área do painel solar, utilizamos a Equação (2.25).

$$A = \frac{C}{E} \quad (2.25)$$

A área  $A$  é dada em  $m^2$ ,  $C$  é o consumo diário médio em  $kWh$ /dia e  $E$  a energia gerada pelo painel solar em  $kWh/m^2$ dia.



## 3 ESTUDO DE CASO

*Este Capítulo apresenta os aspectos da habitação pré-fabricada. O padrão de ocupação da residência, incluindo a demanda de água aquecida e a carga térmica. São selecionados os componentes do sistema aquecimento, bem como os aparelhos de Ar Condicionado e suas respectivas capacidades de refrigeração.*

### 3.1 DADOS CLIMÁTICOS

Para poder estimar a energia térmica absorvida no coletor de placas planas (o primeiro elemento a receber a energia proveniente do sol), bem como conhecer a calor transmitido por paredes, teto e superfícies translúcidas, precisamos conhecer a radiação solar incidente na residência. A radiação solar depende das condições atmosféricas, da posição geográfica, além do instante no tempo (hora, dia, mês do ano).

É possível, obter dados de várias cidades do mundo, dados médios mensais e horários de um determinado ano. O arquivo climático a ser considerado é o arquivo climático INMET 2016 para Brasília que passou por correções nas variáveis de radiação global horizontal e de temperatura de bulbo seco em relação ao arquivo INMET 2012. Os dados são medidos na latitude  $-15,789^{\circ}\text{C}$  e longitude  $-47,926^{\circ}\text{C}$ . Foi gerada uma planilha com dados horários da intensidade total da radiação incidente em uma placa plana, umidade relativa, temperatura de orvalho, velocidade do vento, pressão e volume de chuva precipitado.

### 3.2 ASPECTOS DA HABITAÇÃO PRÉ-FABRICADA

As instalações mecânicas presentes na residência pré-fabricada devem ser adaptadas às características geográficas e arquitetônicas definidas. Habitações nZEB apresentam ainda pré-requisitos quanto à eficiência e cuidados ambientais. Mais precisamente, este projeto deve atender às necessidades da proposta de projeto arquitetônico de Sudbrack (2017). Em seu trabalho, a autora sugere uma casa pré-fabricada modular montada a partir de elementos construtivos de  $1,2\text{ m} \times 1,2\text{ m}$ . São dadas três possibilidades de montagem em módulos de forma com que a casa seja expansível, podendo-se optar pela menor de  $54\text{ m}^2$  e agregar novos módulos de forma gradual. Com o segundo módulo anexado, a casa passa a ter  $81\text{ m}^2$  e quando montados todos os três módulos somam-se  $108\text{ m}^2$  distribuídos entre os seguintes cômodos: uma suíte, dois quartos, Sala-cozinha, Sala-cozinha-cozinha, lavanderia e varanda, disposição representada na planta baixa, Figura (3.1). É importante observar que somente foi considerada para o projeto mecânico a montagem completa dos três módulos.

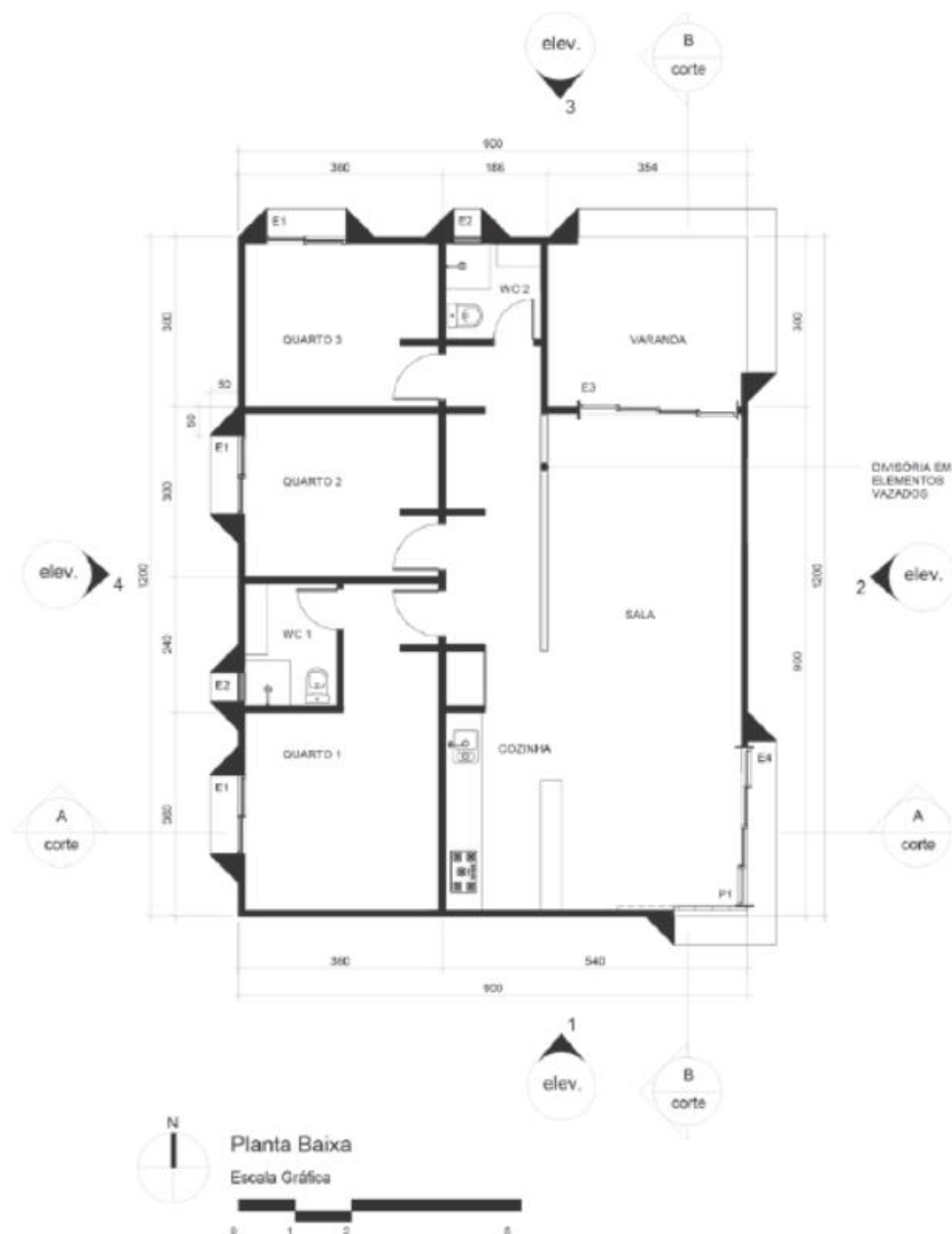


Figura 3.1. Planta Baixa da Casa Pré-Fabricada, Sudbrack (2017)

A área escolhida por Sudbrack (2017) está situada em uma região de condomínios de padrão classe-média e classe média alta no sudeste do Plano Piloto, geograficamente localizada em: Latitude -  $15^{\circ} 46' 48''$ , Longitude -  $47^{\circ} 55' 45''$ .

Em seu trabalho, Sudbrack (2017) simula diferentes possibilidades de materiais de construção das estruturas para a casa pré-fabricada. Dentre aqueles que apresentaram melhor desempenho quanto à transferência de calor e, portanto capazes de gerar maior conforto térmico, estão os materiais escolhidos por Nobre (2017) representados na Tabela (3.1). Uma vez que o presente trabalho irá utilizar como referência as mesmas condições de carga térmica utilizadas nas simulações de ventilação

de Nobre (2017), os materiais que compõem a casa, assim como os equipamentos e os padrões de utilização casa irão permanecer os mesmos.

Tabela 3.1 Materiais de construção utilizada na casa zero e seus valores de transferência de calor, (Nobre 2017)

Descrição	Material	Espessura [m]	Condutividade [W/m.K]	Calor Específico [J/kg.K]	Masa Específica [kg/m³]	Absorptância	Transmitância [W/m²K]
Cobertura composta de placa de CLT (Cross Laminated Timber), e aplicação de manta impermeabilizante aluminizada na face externa.	Manta aluminizada	0,003	0,23	1460	1000	0,05	0,59
	CLT	0,20	0,13	2100	550	-	
Parede composta de painel de tijolos cerâmicos e argamassa armada, com 140 mm de espessura, e pintura branca nas faces interna e externa.	Argamassa armada e pintura branca	0,025	1,15	1000	2100	0,2	1,65
	Bloco cerâmico	0,01	0,9	920	1300	-	
	Ar	0,03	0,023	1012	1,20		
	Bloco cerâmico	0,01	0,9	920	1300	-	
	Ar	0,03	0,023	1012	1,20		
	Bloco cerâmico	0,01	0,9	920	1300	-	
	Argamassa armada e pintura branca	0,025	1,15	1000	2100	0,2	
Piso cerâmico de 10 mm, argamassa de nivelamento de 20 mm, e laje armada de 100 mm.	-	-	-	-	-	-	0,25
Vidro	-	-	-	-	-	-	5,385

### 3.3 PADRÃO DE OCUPAÇÃO

A ocupação prevista para a casa é a de uma família de quatro pessoas. Um casal ocupará a suíte e seus dois filhos devem ocupar os dois quartos da casa durante o período sono e eventuais momentos durante o dia. De 9 às 12 horas duas pessoas devem permanecer na residência, enquanto das 13 às 19 horas, três pessoas. A partir das 19 horas todos estão em casa, este período ficará definido neste projeto como o momento em que os moradores irão tomar banho. Assim serão quatro banhos sucessivos de 15 minutos totalizando 1 hora. A Sala-cozinha e o banheiro vão ser usados por todos os moradores. O padrão de ocupação está representado na Figura (3.2)

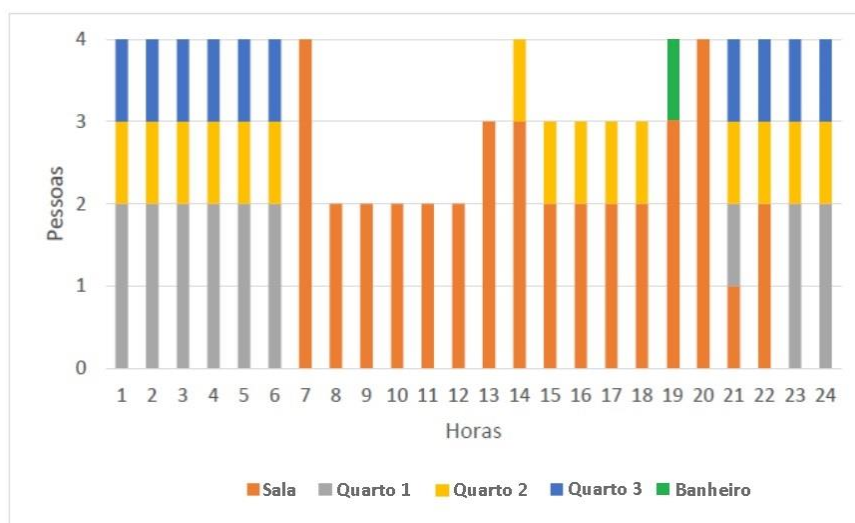


Figura 3.2. Padrão de Ocupação, Sudbrack (2017)

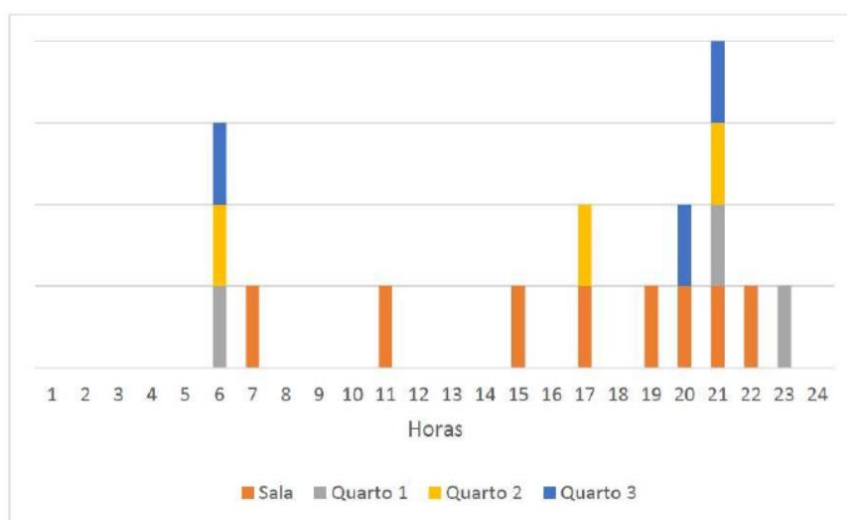


Figura 3.3 Padrão de Iluminação, Sudbrack (2017).

Os horários em que iluminação artificial será demandada assim como os ambientes onde a iluminação é utilizada são informações disponíveis na Figura (3.3). Os equipamentos elétricos também geram importante parcela da carga térmica, assim a Tabela (3.2) apresenta os equipamentos, sua potência dissipada no ambiente, o ambiente de utilização, assim como o tempo em que cada equipamento é utilizado. A Figura (3.4) por sua vez apresenta o calor dissipado em cada ambiente pelo calor gerado por cada pessoa que ocupa o ambiente bem como pelo calor dissipado pelos equipamentos e iluminação.

Tabela 3.2. Utilização de Equipamentos Elétricos na Casa, Nobre (2017)

Ambiente	Equipamento	Potência [W]	Período
Sala-cozinha-cozinha	Cooktop à indução	7200	12:00-12:30
	Diversos	50	12:00-16:00
	Forno	2500	20:00-20:30
	Geladeira	85	00:00-24:00
	Lava e seca	1500	13:00-13:45
	Laca louças	1500	14:00-15:00
	Televisão	120	14:00-22:00
Quarto 1	Diversos	50	22:00-24:00
Quarto2	Computador	250	20:00-23:00
	Diversos	50	22:00-24:00
Quarto 3	Diversos	50	22:00-24:00



Figura 3.4 Calor Dissipado Separado por Cômodos (Sudbrack, 2017)

### 3.4 Demanda de Água

A primeira etapa do projeto do sistema de aquecimento é definir a necessidade de água quente da residência. O primeiro pré-requisito de projeto é que o sistema deve atender um total de quatro pessoas. Deve-se fazer uma suposição do tempo médio de banho de cada usuário. Por se tratar de uma habitação inserida no conceito nZEB, leva-se em consideração o uso consciente dos recursos adotando-se então um tempo de banho máximo de quinze minutos por pessoa, assim o sistema de aquecimento deve ser capaz de atender a demanda de água quente a uma temperatura confortável por 1 hora. De forma a simplificar o problema, os usuários tomam banho de maneira continuada, ou seja, quando um morador termina seu banho, outro imediatamente começa o seu até que todos os moradores tenham tomado banho. Isto permite 1 hora seguida de uso de água quente simplificando a simulação. Outra simplificação feita foi que cada usuário sempre realiza a atividade no mesmo horário, ficando definido para as 19 horas o início do banho do primeiro morador, horário que todos estão em casa.

O segundo parâmetro a ser definido é a vazão. A vazão total de água é ajustada pelo próprio usuário durante seu banho, ele tem à sua disposição duas válvulas: uma para escolher a vazão que considerar confortável para água fria e outra para água quente. Desta forma, nada precisa ser inferido a respeito da vazão de água fria. Uma vez que a temperatura da água quente é definida o usuário pode agir livremente variando a vazão de água fria escolhendo vazão e temperatura final a seu gosto. Quanto à vazão de água quente, será fixado um valor máximo entregue pelo sistema, o projeto, portanto fica em função deste valor. Vale lembrar, que nada impede que o usuário diminua a vazão de água quente, mas caso decida pela vazão máxima, ela deve ser atendida nas condições especificadas. Através da tabela do INMETRO, observando vazões nominais praticadas no mercado para duchas e chuveiro é considerado razoável uma vazão de água quente de 3 l/min, considerando uma média de massa específica da água de  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ , chega-se a vazão mássica de 0,05 kg/s.

O ultimo parâmetro a ser fixado para a demanda é a temperatura de água aquecida entregue pelo sistema. É muito comum em sistemas existentes no mercado que não seja fixada a temperatura de saída de água quente, deixando para o usuário, ao variar as vazões de água fria e quente, a função de encontrar este ponto ótimo. A inconveniência em relação a isto é ocasiões de temperaturas muito altas, será observado que haverá momentos com água no tanque de armazenamento com temperaturas em torno de 50°C, no caso de aquecedores com tubulação a vácuo a temperatura pode chegar facilmente à 80°C, o que pode ser perigoso. Outro inconveniente é a variação inesperada da temperatura durante o banho, o usuário terá que reajustar a vazão de água quente ou fria de forma a redefinir a temperatura de maior conforto. Para evitar os problemas supracitados, e considerando que uma temperatura adequada para o banho varia de 37°C e 40°C, será definido em 40°C é a temperatura da água aquecida.

Assim os parâmetros aqui definidos, bem como o volume de água quente fornecido durante um mês pode ser visto na Tabela (1).

Tabela 3.3. Demanda de Água Aquecida

Demanda de Água Aquecida		
Parâmetro	Valor	Unidade
Número de usuários	4	
Tempo de banho por pessoa	15	min
Tempo total de banho	60	min
Temperatura	40	°C
Vazão	0,05	kg/s
Volume diário de água quente	180	L

### 3.5 PROPOSTA PARA O SISTEMA DE AQUECIMENTO

O sistema de aquecimento de água para banho proposto está esquematizado na Figura (3.5). Radiação solar provoca aquecimento da água que preenche a tubulação do coletor solar C1, por termosifão, água aquecida escoar para o tanque de armazenamento T1, passando pela válvula de retenção V1 (que impede o retorno do fluido). Necessariamente a parte inferior do tanque deve-se encontrar acima da parte superior do coletor solar. Água é armazenada no tanque T1, parte dela à temperatura mais baixa e consequentemente apresentando maior massa específica se acumula na parte inferior retornando para o aquecedor solar C1. Assim que o usuário decide utilizar água quente, uma vazão de água aquecida deixa a parte superior do tanque T1 e encontra o aquecedor auxiliar A1 que é mantido desligado enquanto a temperatura da água estiver acima de 40°C. Água fria é reposta ao tanque pela parte inferior esquerda. Por fim, um misturador V2 garante que a temperatura chegue ao usuário sempre a 40°C ao variar a vazão da água quente e misturando a mesma a água fria em momentos em que água quente se encontra a temperaturas superiores a 40°C.

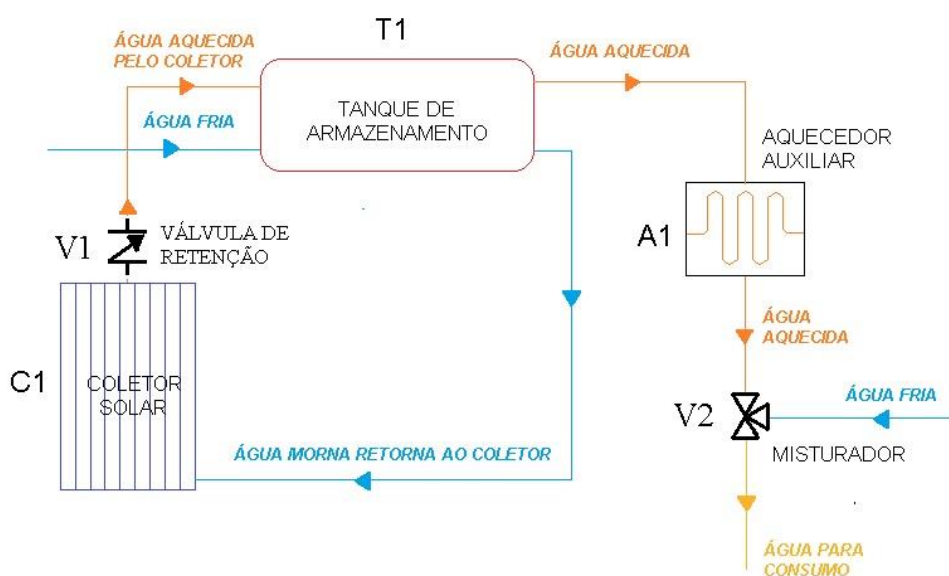


Figura 3.5. Diagrama da Proposta de Sistema de Aquecimento

### 3.5.1 Seleção de Coletores e Tanque de Armazenamento

Cada coletor simulado é disposto em um ângulo de inclinação  $\beta$  de 30° com sua superfície apontada para o norte. O desnível  $\Delta H$  entre o coletor solar e o tanque de armazenamento é considerado em 1 metro. O diâmetro do tanque de armazenamento é mostrado na Tabela (4.2) e a altura  $H_r$  (altura do reservatório) é dada pela Equação (2.18) e  $H_C$  é calculado pela Equação (2.17)

Foram testados três coletores de mesmo fabricante e com áreas diferentes a fim de definir aquele com melhor relação custo benefício. Todos os coletores são da marca KOMECO, modelo KOCS PR com área de 1 m<sup>2</sup>, 1,5 m<sup>2</sup> e 2 m<sup>2</sup> respectivamente. Segundo o INMETRO, em teste realizado, os coletores apresentam os parâmetros médios mostrados na Tabela (4.1). Vale ressaltar que tais parâmetros variam com as condições de operação, mas para o escopo do projeto as médias são uma boa aproximação.

Tabela 3.4. Dados técnicos dos coletores solares selecionados

Demanda de Água Aquecida		
Parâmetro	Valor	Unidade
Número de usuários	4	
Tempo de banho por pessoa	15	min
Tempo total de banho	60	min
Temperatura	40	°C
Vazão	0.05	kg/s
Volume diário de água quente	180	l

O tanque de armazenamento escolhido apresenta as características mostradas na Tabela (3.5). O tanque de armazenamento utilizado é cilíndrico com capacidade de 200 litros. O cilindro é posicionado com a secção transversal circular paralela a horizontal. O coeficiente de perdas é definido constante. Esta só é uma boa aproximação, uma vez que o tanque apresenta alto isolamento térmico, diminuindo os efeitos da convecção externa.

Tabela 3.5. Ficha Técnica do Tanque de armazenamento

Demanda de Água Aquecida		
Parâmetro	Valor	Unidade
Número de usuários	4	
Tempo de banho por pessoa	15	min
Tempo total de banho	60	min
Temperatura	40	°C
Vazão	0.05	kg/s
Volume diário de água quente	180	l



### 3.5.2 Aquecimento Auxiliar

O apoio auxiliar para manter a temperatura em condições de projeto pode ser a gás ou a partir de uma resistência elétrica. Levando em consideração que a residência irá gerar energia elétrica e que tal potencial pode ser explorado para que possamos alcançar o objetivo do projeto de uma residência nZEB, o aquecimento auxiliar selecionado será do tipo elétrico.

A solução mais comum no mercado é utilizar o aquecimento auxiliar dentro do tanque de armazenamento o que deixa o projeto mais simples. Desta forma, um termostato observa o momento em que a temperatura no boiler está abaixo da temperatura de projeto ligando a resistência elétrica. Ao considerar que haverá uso de energia elétrica em momento indevido, tal solução não maximiza a eficiência do sistema. Uma solução parecida seria manter o aquecedor auxiliar dentro do boiler, mas ativando o aquecimento auxiliar apenas no banho. Entretanto tal proposta não soluciona o problema, uma vez que a capacidade térmica da água armazenada é muito grande. Assim no momento do banho haveria uma inércia térmica muito grande e a água não seria aquecida a tempo.

A proposta é utilizar o aquecimento auxiliar externo ao tanque como acontece em sistemas que utilizam gás. Assim, o mesmo funciona em momentos de banho com temperatura abaixo da temperatura de projeto. O aquecedor auxiliar selecionado apresenta a seguinte potência elétrica:

- Potência Elétrica: 2500 W.

O inconveniente desta solução é o pico de aquecimento da água no momento em que o aquecedor auxiliar for ativado, podendo gerar riscos aos usuários. Para solucionar este problema também é selecionada uma válvula misturadora.

### 3.5.3 Seleção de Válvulas

Para que seja possível a manutenção da temperatura sempre em torno da temperatura de projeto e evitar picos de aquecimento repentino causado pelo acionamento do aquecedor auxiliar. Será utilizada uma válvula misturadora automática. Ela é capaz de manter a vazão de saída e a temperatura de saída constante ao variar a vazão de água quente e fria. A válvula selecionada apresenta as seguintes características:

- Vazão máxima de 11 l/min, ou 0,183 kg/s
- Ajuste de mistura 20 a 48 °C
- Pressão de 3 a 10 m.c.a

Com objetivo de evitar que haja um escoamento reverso durante a noite inclui-se uma válvula de retenção. Ou seja, com o esfriamento da água no coletor, água aquecida do tanque de armazenamento tende a retornar ao coletor por efeito sifão, resfriando água outrora aquecida. A válvula de retenção do

tipo portinhola evitará tal efeito. Assim durante a noite, água não mais circula entre tanque e coletor. A válvula de retenção escolhida é o tipo portinhola por ter baixa perda de carga.

### **3.6 PROJETO DO CONDICIONAMENTO DE AR**

Com a finalidade de realizar o projeto e a seleção correta dos equipamentos de Ar Condicionado devem ser definidas as cargas térmicas de cada um dos ambientes ao longo do tempo. De fato, há diversas formas de realizar essa tarefa. O projetista pode desenvolver uma própria planilha de cálculos, pode utilizar de simulação computacional ou ainda utilizar algum software comercial. Especificamente para este projeto, a nossa ferramenta escolhida foi o software OpenStudio.

Os arquivos utilizados para o projeto foram cedidos por Nobre (2017). Assim, iremos nos orientar pelos mesmos valores de carga térmica utilizados em seu trabalho de forma a poder comparar os resultados apresentados aqui com os de Nobre (2017) em que foi estudado o uso de ventilação natural e forçada para as mesmas condições.

#### **3.6.1 OpenStudio**

A simulação em OpenStudio tem a função de fornecer além da carga térmica, a temperatura interna em cada ambiente da casa para cada uma das 8760 horas de um ano. Para realizar a simulação primeiramente é adicionado o desenho tridimensional da casa através do plug-in SketchUp. Além da geometria, ele exporta ao OpenStudio informações referentes a área sombreada, determina a localização e as dimensões de objetos translúcidos como janelas e separa os ambientes em chamadas Zonas Térmicas, podendo assim tratar cada uma dessas Zonas como objetos separados.

Já pelo OpenStudio, o usuário adiciona as outras entradas necessárias através de uma série de abas. Na primeira delas, carrega-se o arquivo climático contendo algumas informações psicrométricas importantes como temperatura de bulbo seco e umidade, além da intensidade da radiação solar. Na aba seguinte, é adicionado o padrão de ocupação de cada ambiente. Ou seja, a hora em que cada indivíduo irá ocupar cada ambiente, as horas de funcionamento de cada equipamento e iluminação. Não foram adicionadas informações referentes a banho ou Ar Condicionado, uma vez que são simulados separadamente. O terceiro item a ser adicionado é o das características construtivas da casa, informando o calor capaz de ser transferido através das bordas (paredes, piso, teto), conforme item 3.4. Ao finalizar a simulação, o OpenStudio gera um sumário com os resultados da simulação.

#### **3.6.2 Carga Térmica Gerada**

A fim de determinar adequadamente a capacidade de refrigeração a ser utilizada em cada ambiente, são exportados os dados do sumário de resultados do OpenStudio a uma planilha Excel. A partir dos dados, são plotados gráficos de valores médios da carga térmica ao longo do dia para

diferentes meses do ano e para os diferentes ambientes, Figuras (3.6) e (3.7). Note que será dada atenção apenas ao período de tempo em que o ambiente estiver ocupado, uma vez que para selecionar a capacidade de refrigeração dos equipamentos, esse é o único período relevante. Como exemplo, a carga térmica será considerada apenas das 7 às 22 horas para a Sala-cozinha, Figura (3.6 a) e das 21 às 6 horas para o Quarto 1. Os dados da carga térmica contemplando às 24 horas de um dia para cada um dos ambientes estão disponíveis em Anexo I: Carga Térmica dos Ambientes .

A respeito da Sala-cozinha, Figura (3.6 a), podemos concluir que as horas da manhã possuem bastante influência sazonal. Como exemplo, a carga térmica média às 8 horas no mês de Agosto é superior aos 15.000 BTU/h, enquanto no mês de Novembro, essa média não passa dos 10.000 BTU/h. Por outro lado, pico observado às 12 horas é devido a utilização do Cooktop à indução, havendo pouco efeito sazonal.

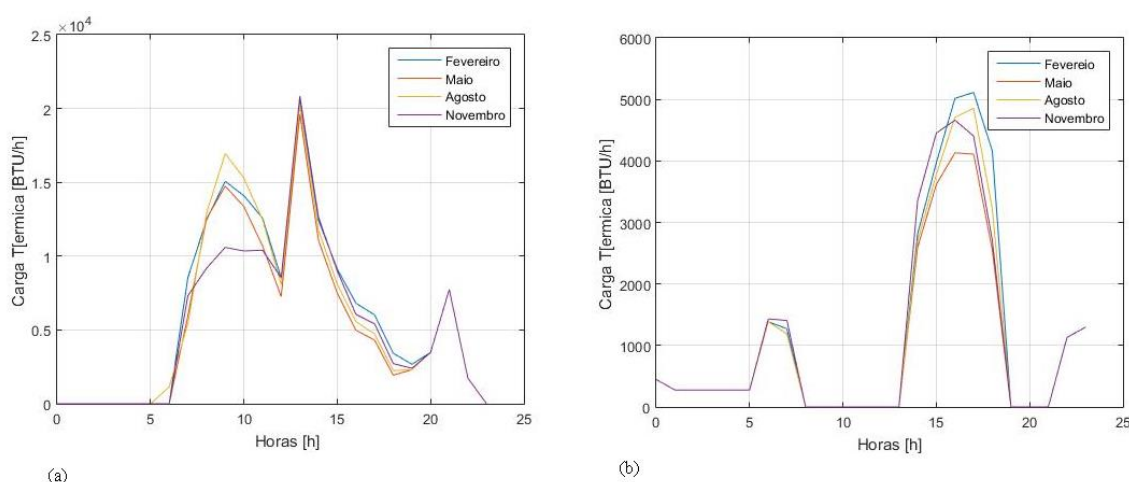


Figura 3.6 (a) Carga Térmica, Sala-cozinha (b) Carga térmica, Quarto 1

O Quarto 1 e 3 apresentam cargas térmicas muito baixas durante as horas de ocupação (abaixo de 1000 BTU/h) que ocorrem das 21 às 6 horas. Há pouca influência sazonal, uma vez que os períodos de radiação solar não apresentam ocupação. Apenas avaliando as Figuras (3.6 b) e (3.6 b), concluímos que Condicionamento de Ar pode ser dispensado em ambos os ambientes.

Da Figura (3.7 a) sabemos que o Quarto 2 apresenta ocupação das 21 às 6 horas como os demais quartos, além de ser ocupado das 14 às 18 horas. A ocupação durante períodos da tarde gera maior carga térmica por conta da radiação solar, além de gerar diferença sazonal. Este é um caso interessante, em que a carga térmica flutua em valores intermediários. O efeito do uso do Ar Condicionado ficará claro após a simulação, só então poderemos decidir sobre a necessidade do mês.

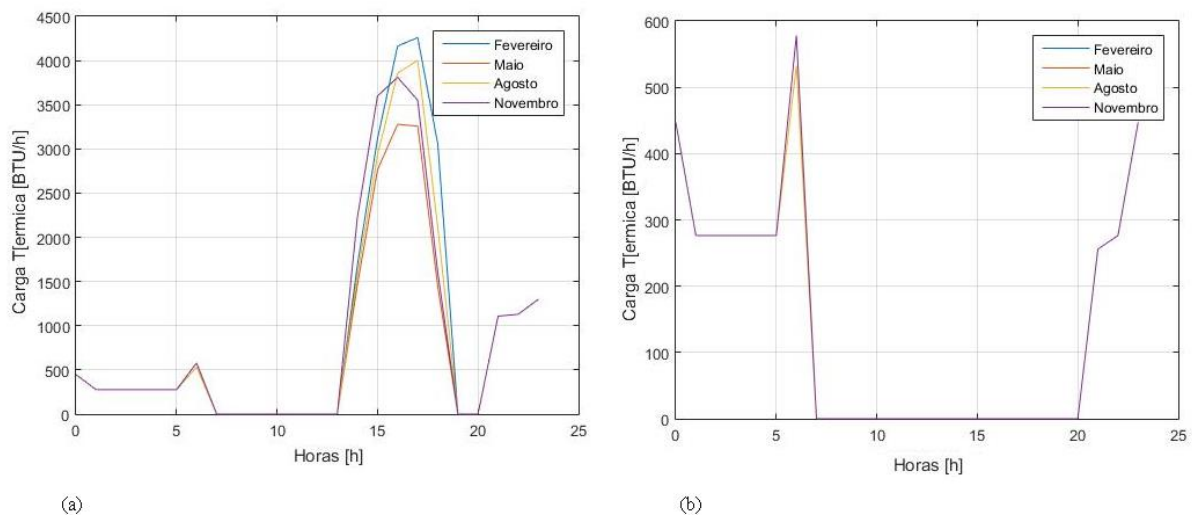


Figura 3.7 (a) Carga Térmica, Quarto dois (b) Carga térmica, Quarto 3

### 3.7 PROPOSTA PARA O SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR

Os aparelhos de Ar Condicionado modelo Split são em maior parte a primeira escolha de um projetista para aplicação em pequenas salas comerciais ou aplicação residencial em razão de sua relativa simplicidade, disponibilidade comercial e de manutenção, além de menor curso de equipamento e instalação. As vantagens explicitadas nos leva a seleção de equipamentos de Ar Condicionado Split como solução e em seguida serão realizadas simulações com a finalidade de observar sua viabilidade no estudo de caso em questão.

São simulados três cenários distintos. No primeiro deles, será considerado que aparelhos de Ar Condicionado são instalados em todos os ambientes da casa. A simulação considera que os ocupantes de cada ambiente irão manter ligados os aparelhos de Ar Condicionado durante todo o período de tempo em que estiverem ocupando o ambiente, independentemente de haver desconforto. Como exemplo se alguém permanecer em um Quarto por 3 horas, o Ar Condicionado deste ambiente permanecerá ligado por 3 horas. Os aparelhos utilizados serão os modelos de 7000 BTU/h nos três quartos e o de 18000 BTU/h para a Sala-cozinha. A escolha do aparelho de 7.000 BTU/h para os quartos se dá pelo fato deste ser o equipamento de menor capacidade de refrigeração no mercado atualmente. Ao observar as Figuras (3.7) e (3.8), o equipamento de 7000 BTU/h cerca de 7 vezes maior que o necessário para manter o conforto nos ambientes. O equipamento de 18000 BTU/h utilizado na Sala-cozinha é escolhido por ser capaz de manter o conforto térmico durante todo o tempo na Sala-cozinha, ainda que a carga térmica atinja 20000 BTU/h por um breve momento.

O segundo cenário é semelhante ao primeiro. Contudo, será introduzida estratégia de controle. Nela é levada em consideração a hipótese de que os equipamentos de Ar Condicionado só serão ligados no caso em que os ocupantes da se sentirem desconfortáveis. Os equipamentos selecionados para este cenários são os mesmos do cenário anterior.

Com os resultados dos dois primeiros cenários, foi imaginada uma terceira hipótese. Nela, consideramos a seguinte estratégia de controle. O Ar Condicionado não será ligado às 12 horas na sala-Cozinha, mesmo horário em o Cooktop à indução funciona. Assim, sem considerar este pico, podemos substituir o equipamento de 18000 BTU/h por um de 12000 BTU/h e poderemos verificar a influência de picos de carga térmica no consumo energético anual. Além disso, não é energeticamente eficiente uma placa fotovoltaica alimentar um Cooktop à indução e um aparelho de Ar Condicionado que funcionando concomitantemente em um mesmo ambiente.

Os aparelhos de Ar Condicionado a serem usados no projeto estão listados na Tabela (3.6).

Tabela 3.6. Seleção de Ar Condicionado Split

Fabricante	Marca	Modelo	Capacidade [BTU/h]	Vazão [m³/h]
Whirlpool	Consul	CBU07DBBNA	7.000	420
Whirlpool	Consul	CBN12BBBNA	12.000	600
Whirlpool	Consul	CBN18BBBNA	18.000	1050

## 4 MODELO PROPOSTO

*Este capítulo apresenta os Modelos Matemático e Numérico utilizados para simular o sistema de aquecimento de água por Coletor Solar e o Sistema de Condicionamento de Ar.*

### 4.1 MODELO MATEMÁTICO DO SISTEMA DE AQUECIMENTO

#### 4.1.1 Coletor Solar

O modelo matemático para o cálculo da radiação total incidente no coletor solar é o discutido no item 2.1, o que leva a Equação (4.1) e no item 2.1, a Equação (4.1).

$$S = I_b R_b + I_d \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + (I_b + I_d) \rho^* \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \quad (4.1)$$

Para determinar o calor absorvido pelo coletor solar em cada um dos três casos, leva-se em consideração os parâmetros de eficiência adimensionais disponibilizado pelo INMETRO, são eles  $FR(\tau\alpha)$ , no valor de 0,760 e  $FRUL$  5,480. Os parâmetros são idênticos para os três coletores, por apresentarem características construtivas e materiais idênticos, e a diferença entre eles não é suficiente para causar variações nos parâmetros médios. Para a refletividade do solo ( $\rho^*$ ) é sugerido o valor de 0,2 quando não há neve, Siqueira (2009). É considerado A partir da radiação incidente ( $S$ ), temperatura de entrada da placa ( $T_i$ ), temperatura ambiental ( $T_a$ ) e parâmetros de desempenho, o calor absorvido pela água ( $Q_U$ ) na tubulação do coletor pode ser calculado pela Equação (4.2).

$$Q_U = A_c [S F_R(\tau\alpha) - F_R U_L (T_i - T_a)] \quad (4.2)$$

Este calor absorvido pela água no coletor gera um gradiente de temperatura entre a entrada e a saída. A temperatura na saída do coletor, Equação (4.3), é dada em função do calor absorvido  $Q_U$ , da vazão do sistema, da temperatura de entrada do coletor  $T_i$  e pelo calor específico da água  $c_p$ , sendo o valor de 4180 J/kgK é considerado constante no problema.

$$T_s = T_i + \frac{Q_U}{\dot{m} c_p} \quad (4.3)$$

A eficiência do coletor solar pode ser dada pela Equação (4.4), Siqueira (2009).

$$\eta = \frac{Q_U}{A_c S} \quad (4.4)$$

### 4.1.2 Tanque de Armazenamento

Para a modelagem do tanque de armazenamento foi considerado um total de 4 camadas, que segundo Duffie e Backman (2013) é o suficiente para um resultado preciso. Assim o tanque é dividido em partes de igual massa que para este projeto especificamente, considerando ainda que a variação na densidade cause pouca variação de volume, obtemos partes de 50 litros. Neste caso, por se tratar de um objeto cilíndrico, a igual divisão mássica não resulta em uma divisão geométrica homogênea. A adoção desta medida é uma simplificação, de forma a facilitar a modelagem matemática, tornando ela idêntica para cada uma das camadas. A Figura (4.1) representa o modelo a ser adotado para o tanque estratificado.

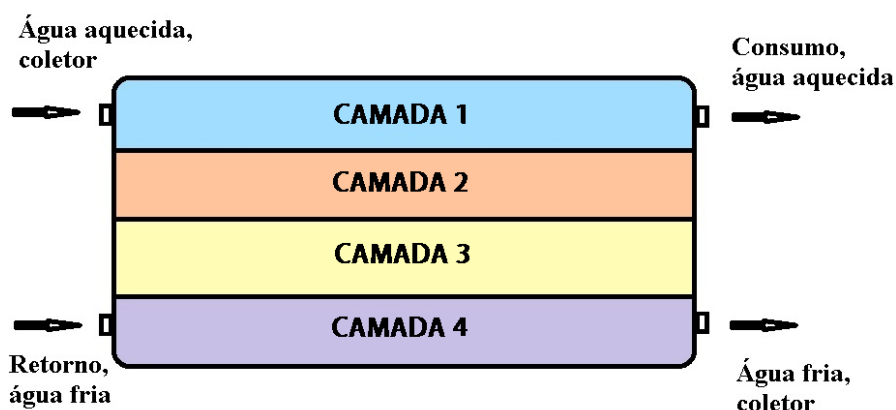


Figura 4.1 Tanque Estratificado

A suposição de banhos tomados sempre às 19 horas e a adição de uma válvula de retenção leva a possibilidade de dividir o problema em dois momentos distintos. Em um primeiro momento, não há consumo, resultando em um fluxo unidirecional dentro do tanque. Água é aquecida pelo coletor solar, entra no tanque de armazenamento pela camada 1, resfria aumentando sua massa específica deixando o tanque pela camada 4 retornando ao coletor. Em um segundo momento, não há mais radiação solar, a água fica impedida de escoar na direção contrária pela válvula de retenção. Com início do consumo de água aquecida, água sai do tanque pela camada 1 e água fria proveniente de um reservatório de água (caixa d'água) é reposta ao tanque pela camada 4.

A Equação (2.16) gera um sistema de equações diferenciais. Para este problema torna-se suficiente adotar um intervalo de tempo  $\Delta t$  de 1 segundo e descrever o equilíbrio de energia em cada camada por equações algébricas. As equações diferenciais não gerariam resultados muito mais precisos, uma vez que a radiação é normalizada em um período de 1 hora. Incrementos de 1 segundo são suficientemente preciso para gerar resultados horários.

Assim, em um primeiro momento em que há radiação solar, mas não consumo, podemos escrever o equilíbrio de energia entre as camadas da seguinte forma:

$$F_i^c \begin{cases} 1 & \text{se } i=1 \text{ e } T_{c,0} > T_{s,1} \\ 1 & \text{se } T_{s,i-1} \geq T_{c,0} > T_{s,i} \\ 0 & \text{se } i=0 \text{ e } i > N+1 \\ 0 & \text{outras condições} \end{cases} \quad (4.5)$$

$$M_i c_p \frac{(T_{s,i,j} - T_{s,i,j-1})}{\Delta t} = UA(T_a - T_{s,i,j-1}) + F_i^c \dot{m}_c (T_{c,0} - T_{s,i,j-1}) + \dot{m}(T_{s,i-1} - T_{s,i,j-1}) \quad (4.6)$$

Em que  $i$ , é a  $i$ -ésima camada e  $j$  é a  $j$ -ésima iteração, em que cada iteração dura 1 segundo e em 1 hora há 3600 iterações. A vazão mássica  $\dot{m}$  é considerada inicialmente como 0,05 kg/s e com os valores encontrados para temperatura, nova vazão é calculada pelo efeito de termossifão. A Equação (4.4) pode ser dividida em duas Equações de forma a encontrar diretamente a nova temperatura de cada camada.

$$Q_{i,j} = UA(T_a - T_{s,i}) + F_i^c \dot{m} (T_{c,0,j-1} - T_{s,i,j-1}) + \dot{m} (T_{s,i-1,j-1} - T_{s,i,j-1}) \quad (4.7)$$

$$T_{s,i,j} = \frac{Q_{i,j} \Delta t}{M_i c_p} + T_{s,i,j-1} \quad (4.8)$$

No segundo momento em que há consumo de água aquecida,  $\dot{m}$  é a vazão de consumo de água quente, a consideração de projeto é que tal valor seja no máximo 0,05 kg/s. Assim a simulação é realizada considerando o cenário em que o usuário exigira máxima vazão do sistema.

Assim realizando o equilíbrio de energia me cada camada, chegamos ao seguinte conjunto de equações algébricas.

$$F_i^L \begin{cases} 1 & \text{se } i=N \text{ e } T_{L,F} > T_{s,N} \\ 1 & \text{se } T_{s,i-1} \geq T_{L,r} > T_{s,i} \\ 0 & \text{se } i=0 \text{ ou } i=N+1 \\ 0 & \text{outras condições} \end{cases} \quad (4.9)$$

$$M_i c_p \frac{(T_{s,i,j} - T_{s,i,j-1})}{\Delta t} = UA(T_a - T_{s,i,j-1}) + F_i^L \dot{m} (T_{L,f,j-1} - T_{s,i,j-1}) + \dot{m}(T_{s,i,j-1} - T_{s,i+1,j-1}) \quad (4.10)$$



A Equação (4.8) pode ser dividida em duas Equações de forma a encontrar diretamente a nova temperatura de cada camada.

$$Q_{i,j} = UA(T_a - T_{s,i,j-1}) + F_i^L \dot{m} (T_{L,f,j-1} - T_{s,i,j-1}) + \dot{m}(T_{s,i,j-1} - T_{s,i+1,j-1}) \quad (4.11)$$

$$T_{s,i,j} = \frac{Q_{i,j} \Delta t}{M_i c_p} + T_{s,i,j-1} \quad (4.12)$$

Vale destacar que no período noturno quando não houver consumo a Equação (4.5) será reduzida à Equação (4.7).

$$Q_{i,j} = UA(T_a - T_{s,i}) \quad (4.13)$$

Assim cada camada irá perder calor para o ambiente a uma taxa proporcional a diferença de temperatura da mesma para o ambiente.

A vazão mássica para o primeiro momento é calculada pelo efeito termossifão dado pela Equação (4.6).

$$\dot{m}_C = \frac{(\rho_e - \rho_s) g H \pi D^4 \rho}{128 L \mu} \quad (4.14)$$

A massa específica  $\rho_e$  na entrada do coletor e  $\rho_s$  a massa específica na saída do coletor são calculados por regressão linear. A equação de segundo grau que aproxima à curva é dada pela expressão a seguir.

$$\rho_i = 1000.5 - 0.0762439T_i - 0.00349823T_i^2 \quad (4.15)$$

Em que  $i$  define se a massa específica é de entrada ou saída, sendo  $i = e$  para a entrada do coletor e  $i = s$  para a saída do coletor.

A viscosidade dinâmica  $\mu$  também é calculada por regressão linear. A equação de segundo grau que aproxima à curva é dada pela expressão a seguir.

$$\mu = [(0.0001T_m^2 - 0.0234T_m + 1.4208)10^{-6}] \rho \quad (4.16)$$

Em que  $T_m$  é a média aritmética das temperaturas de entrada e saída do coletor e  $\rho$  a média aritmética das massas específicas na entrada e saída do coletor.

### 4.1.3 Aquecimento auxiliar

Em um sistema de aquecimento solar é indispensável um sistema de apoio para manter o fluido nas condições de projeto. Dias de inverno contam com temperaturas mais baixas e radiação solar com intensidade inferior aos dias claros de outras estações. Nestas condições o sistema perde mais calor para o ambiente, recebe água a uma temperatura inferior e recebe menos radiação. É de se esperar que a água armazenada não alcance temperaturas muito elevadas de forma que o sistema tenha capacidade térmica suficiente para suprir toda a demanda. Dias de nublados são ainda mais críticos, não só normalmente contam com temperaturas mais baixas que a média, mas não há uma componente de radiação direta, componente de radiação mais energética. O resultado é que apenas com radiação difusa, se mantida tais condições durante parte importante do dia, água não será armazenada na temperatura desejada. Ainda em um dia quente e com boa radiação solar, pode haver dias em o sistema é exigido muito além das condições normais de projeto. Um dia em que os moradores recebam visitas e que haja muito mais banhos que as condições normais. Para simular a situação em que o aquecimento auxiliar esteja ativo, basta adicionar o calor de maneira pontual. Assim, dada uma vazão de água  $\dot{m}$  a uma temperatura  $T_i$ , pode se calcular a nova temperatura da água  $T_{i+1}$ , no instante  $t+1$  ao passar pelo aquecimento auxiliar.

$$T_{i+1} = \frac{Q_{aux}}{c_p \dot{m}} + T_i \quad (4.17)$$

## 4.2 MODELO NUMÉRICO DO SISTEMA DE AQUECIMENTO

### 4.2.1 Planilha Excel

A Planilha desenvolvida em ambiente Excel apresenta os dados de intensidade de radiação total  $I$ , em função de cada hora do período de 1 ano, dados a respeito da temperatura ambiente, temperaturas médias, humidade do ar, disponibilizados pelo INMET. O objetivo desta Planilha é o cálculo da radiação total incidente  $S$  a partir da Equação (4.1) e dos dados iniciais a respeito das condições climáticas e geográficas de Brasília, gerando uma tabela de dados que servirão como entrada para o código em Matlab. A Figura (5.1) apresenta a sequência de cálculos realizados.

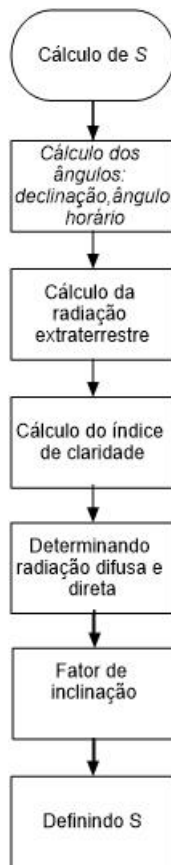


Figura 4.2. Diagrama de blocos para cálculo da radiação total incidente  $S$ .

#### 4.2.2 Código em Matlab

O código é realizado de maneira iterativa dividido em dois momentos. Em um primeiro momento, há apenas interação entre coletor solar e tanque de armazenamento. Em um segundo, há consumo de água quente, não há interação entre o coletor solar e tanque de armazenamento. No primeiro momento (explicado em detalhes no item 4.2.3), assume-se uma vazão constante 0,05 kg/s para o circuito: coletor solar e tanque de armazenamento. A temperatura de entrada do coletor é inicialmente a temperatura ambiente. Então o código calcula o calor absorvido pelo coletor e a partir daí a temperatura de saída do coletor. O tanque recebe água quente na parte superior e cede água mais fria na parte inferior, conforme Figura (4.1). Cada camada do tanque tem sua nova temperatura calculada. Com novas temperaturas definidas no sistema, o efeito termossifão (item 4.2.4) pode ser calculado e a vazão torna-se variável para cada nova iteração. Com o valor da vazão variável calculada para cada hora, uma nova iteração do primeiro momento é feita de forma a chegar a um resultado mais preciso. Em um segundo momento (item 4.2.5), considera-se o efeito do segundo circuito: água fria da concessionária entra no tanque e água quente sai do tanque para o usuário à uma vazão de 0,05 kg/s.

Na Figura (3.5) é possível compreender a dinâmica. Ao final é analisada a temperatura de banho, considerando os efeitos do aquecedor auxiliar e da válvula misturadora.

### 4.2.3 Primeiro Momento

Voltando a primeira parte da simulação, agora de maneira detalhada  $Q_u$ , o calor absorvido pela água é calculado pela Equação (4.2) e os valores para cada hora do ano são definidos.  $Q_u$  é a energia de entrada no sistema, esta energia gera um acréscimo na temperatura da água que entra no coletor. Assim a temperatura de saída do coletor pode ser calculada pela Equação (4.3).

O tanque de armazenamento testado é cilíndrico com capacidade de 200 litros. O cilindro é posicionado com a secção transversal circular paralela a horizontal. O coeficiente de perdas é definido constante. Para efeito de simulação, o tanque é dividido em quatro camadas como é sugerido por Duffie e Backman, (2013). Como discutido no capítulo 4, estas camadas não apresentam uniformidade geométrica, ao invés disso, cada camada apresenta massa igual.

A temperatura de cada camada em determinado instante de tempo pode ser definida a partir das Equações (4.5) e (4.6). Para obtermos melhor desempenho computacional, podemos simplificar ainda mais o problema na escala do segundo. Porque estamos interessados em resultados a cada hora, esta simplificação não causa erros significativos no resultado final. Assim, foi calculado por equilíbrio de energia todo o calor trocado por cada camada, Equação (4.7) e em seguida a nova temperatura de cada camada pela Equação (4.8), ou seja, calor trocado e temperatura são calculados separadamente. No processo real, calor trocado e temperatura variam simultaneamente. Contudo, como estamos interessados no resultado para cada 1 hora do processo, separar troca de calor e temperatura dentro de um segundo causa pouco efeito após 3600 iterações.

A temperatura da camada inferior do tanque é considerada a mesma da temperatura de entrada do coletor solar. Assim o coletor recebe água a esta nova temperatura mais baixa, recebe radiação solar e eleva a temperatura da água em um novo  $\Delta T$ . Água aquecida escoar para o tanque por termossifão, começando uma nova iteração. Note que a camada superior do tanque (camada 1) não se encontra na mesma temperatura da água de saída do coletor solar. Isto ocorre porque a capacidade térmica da camada (com volume de 1/4 de todo o tanque) é muito grande, assim a pequena vazão de 0,05 kg/s, apesar de em alta temperatura, não é capaz de elevar a temperatura do tanque instantaneamente para a mesma temperatura. Vale ainda lembrar que a vazão no Primeiro Momento é constante. O Fluxograma da Figura (4.3) esquematiza o algoritmo do Momento 1.

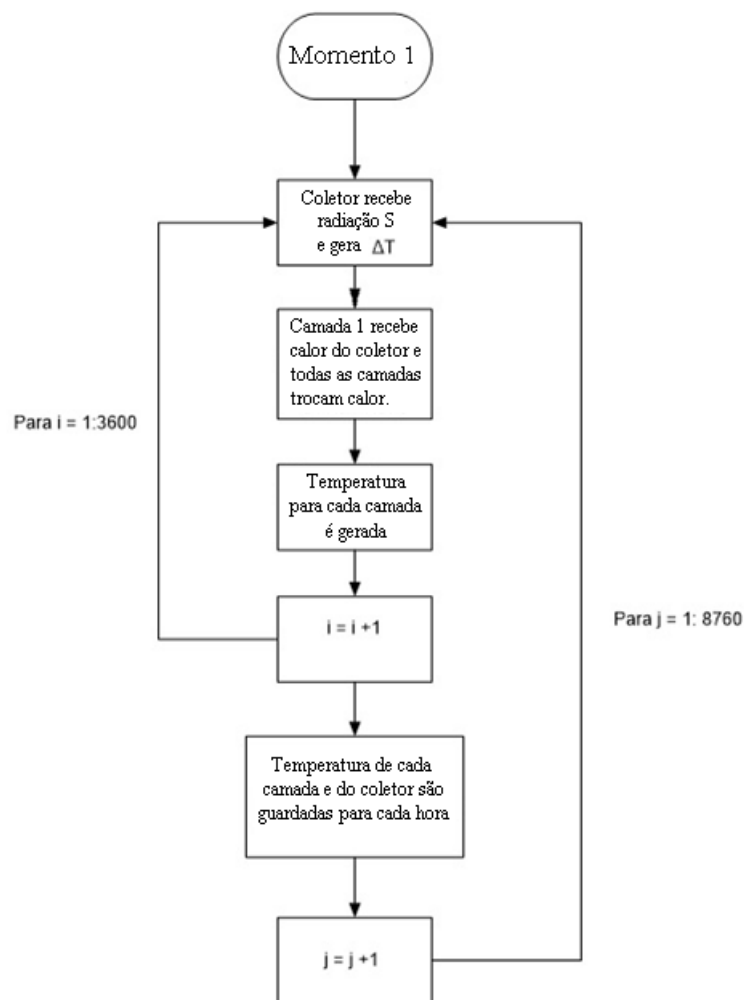


Figura 4.3. Fluxograma do primeiro momento da Simulação

#### 4.2.4 Efeito Sifão

Para o cálculo da vazão gerada pelo efeito sifão para cada hora, utiliza-se a Equação (4.14). Uma equação empírica foi utilizada para calcular massa específica Equação (4.15) e outra também empírica para o cálculo da viscosidade dinâmica Equação (4.16). Tais equações foram definidas pela regressão polinomial de segunda ordem de valores experimentais. A Figura (4.4) é o fluxograma do cálculo da vazão mássica pelo o efeito sifão.

No primeiro momento todos os cálculos consideraram a vazão como constante. Após o cálculo do efeito sifão, uma nova iteração do primeiro momento é necessária, agora com a informação de quais são as vazões mássicas para cada hora. Assim as novas temperaturas do coletor e as temperaturas de cada camada do tanque são recalculadas, chegando a resultados mais precisos.

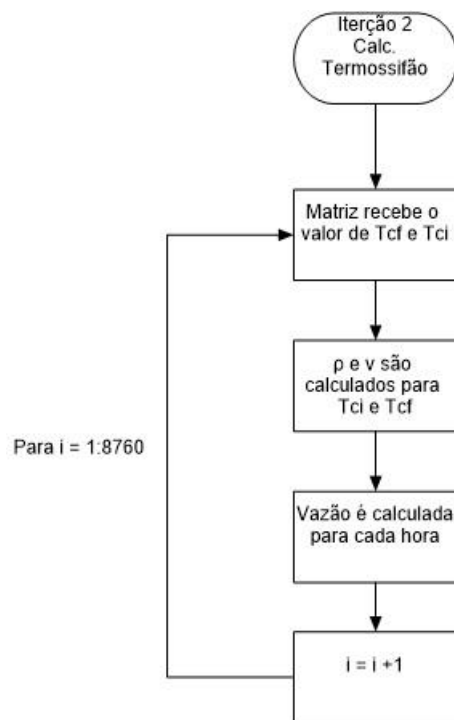


Figura 4.4. Fluxograma do cálculo da vazão mássica por termossifão via Simulação

#### 4.2.5 Segundo Momento

Para realizar o cálculo do segundo momento, o código deve verificar as seguintes condições. Existe radiação solar? Caso exista, o código entrará no Momento 1 como parte de uma segunda iteração (com vazão mássica variável) explicada no item 4.2.4.

Caso não haja radiação solar, o circuito coletor solar/tanque é desligado, evitando o escoamento reverso em que água quente da parte superior do tanque retorno ao coletor se resfrie e retorne pela tubulação inferior ligada ao tanque. Esta situação provocaria o resfriamento da água.

Caso a resposta para a primeira condição seja negativa, a próxima condição é: existe consumo de água quente? Caso não exista, cada camada do tanque irá perder calor apenas para o ambiente, Equação (4.13), não havendo interação entre as partes do sistema.

Caso exista, um novo circuito é iniciado. Água quente deixa o tanque de armazenamento pela tubulação superior e água fria de fora do sistema escoa para o tanque por tubulações ligadas à parte inferior do tanque, como pode ser observado na Figura (3.5). Como já discutido o primeiro usuário inicia seu banho às 19 horas e em seguida cada um dos usuários sucessivamente realizam banhos de 15 minutos, completando 1 hora de uso de água quente de maneira contínua.

A dinâmica explicada para o momento 2 é representada em fluxograma na Figura (4.5)

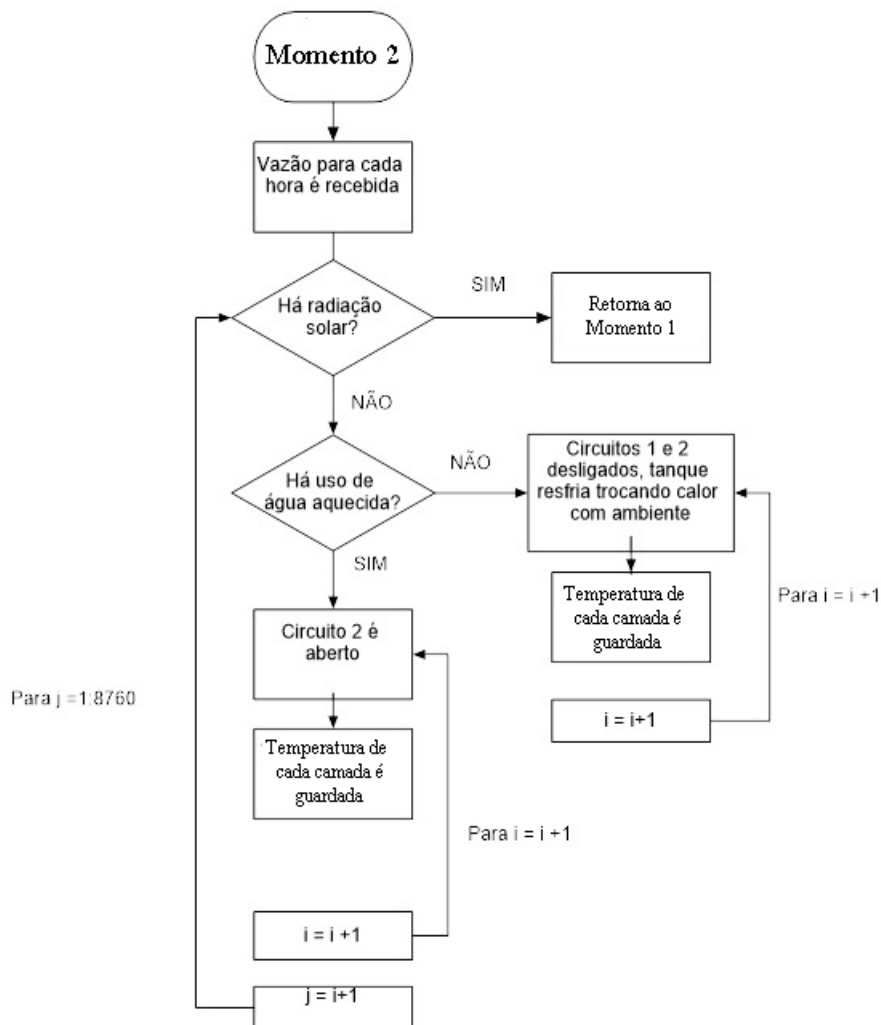


Figura 4.5. Fluxograma do cálculo de temperaturas para Segundo Momento

### 4.2.3 Monitorando o banho

Com a informação da temperatura da água quente entregue pelo reservatório ao usuário, foi criado um loop interno que funciona no momento do banho para verificar a temperatura da água quente a cada segundo, Figura (4.6). Com essa informação, é possível tomar uma decisão sobre a utilização do aquecedor auxiliar para atingir a temperatura de projeto (40 °C). Desta forma, código avalia se a água quente está a uma temperatura inferior a 40°C. Caso esteja, o aquecedor auxiliar passa a operar, gerando um acréscimo imediato na temperatura de banho.

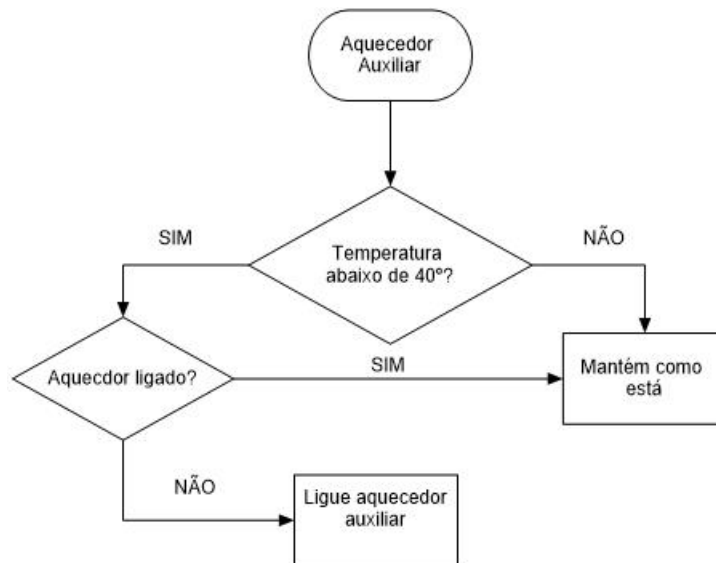


Figura 4.6. Fluxograma representando o acionamento do aquecedor auxiliar

Com o objetivo de atuar sobre variações bruscas de temperatura, uma válvula misturadora foi adicionada ao sistema. Na simulação numérica ela é ativada através das seguintes condições. Água quente está acima de 40°C? Se sim há um súbito aumento de temperatura ( $\Delta T = 9.96^{\circ}\text{C}$ )?

Se a resposta da primeira pergunta for não, significa que o aquecedor auxiliar está em funcionamento e que mesmo assim não é capaz de manter a temperatura acima de 40°C, a válvula automática irá diminuir a vazão de água quente, fazendo com que a temperatura aumente.

Caso a resposta seja sim para primeira pergunta e não para segunda, não há aquecedor auxiliar e o tanque opera com temperatura superior a definida, a válvula misturadora adicionará água fria ao sistema e diminuirá a vazão de água quente de forma a encontrar o equilíbrio.

Se a resposta é sim para ambas as perguntas, o aquecedor auxiliar acabou de entrar em ação e houve um súbito aumento de temperatura, a válvula misturadora atuará da mesma forma que anteriormente, aumentará a vazão de água fria e diminuirá a vazão de água quente, mas de maneira mais abrupta. A dinâmica do controle da vazão pode ser compreendida ao analisar o fluxograma da Figura (4.7)



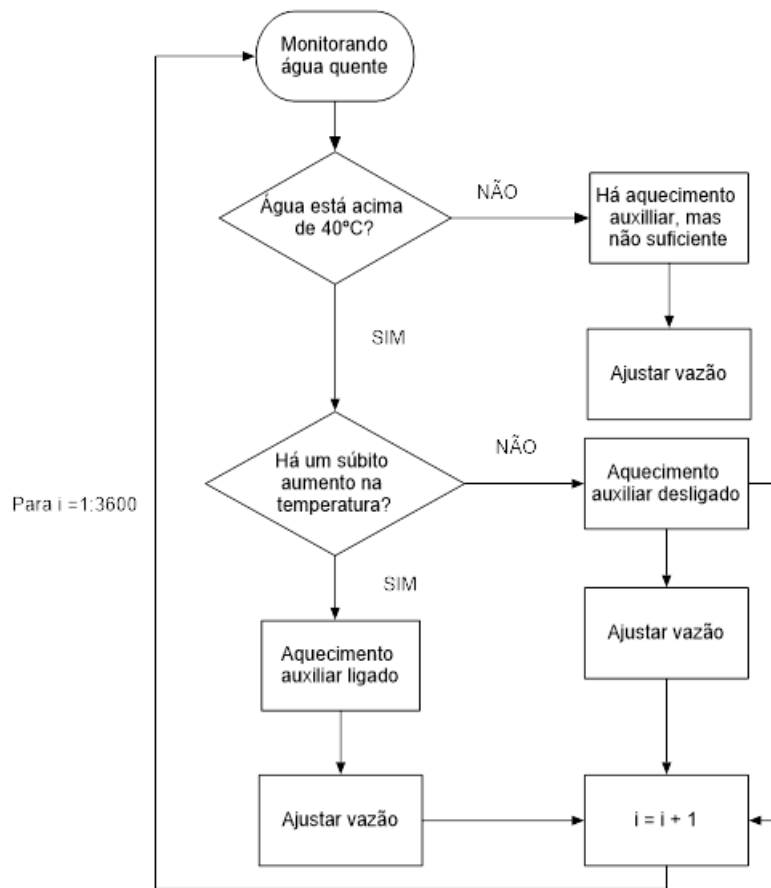


Figura 4.7. Fluxograma do controle de vazão pelo monitoramento da temperatura

## 4.3 MODELO MATEMÁTICO DO CONDICIONADOR DE AR

### 4.3.1 Resfriamento do Ambiente

Para simular o resfriamento de cada ambiente, consideramos por simplicidade haver um balanço entre duas formas de calor apenas: capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_{ref}$ ) e carga térmica resultante ( $\dot{Q}_{res}$ ), o resultante entre será definido como carga térmica resultante ( $\dot{Q}_{res}$ ). Esse valor deve ser calculado a cada nova iteração  $s$  (segundo), como será explicada no item 4.4, uma vez que, a partir dele serão obtidos os parâmetros de conforto térmico e de consumo energético para cada hora de um ano. A carga térmica resultante é dada pela diferença entre ( $\dot{Q}_{CT}$ ), valor obtido na simulação em ambiente OPENSTUDIO e ( $\dot{Q}_{ref}$ ) resultante do aparelho de Ar Condicionado. ( $\dot{Q}_{ref}$ ) pode ser calculado por (4.14).

$$\dot{Q}_{res,s} = \dot{Q}_{CT,s} - \dot{Q}_{ref,s} \quad (4.14)$$

Note que, para valores positivos, o ambiente estará se aquecendo no instante de tempo  $s$ . Portanto, para que se resfrie o ambiente deseja-se que  $\dot{Q}_{res}$  assuma valores negativos.

Como pode ser inferido,  $\dot{Q}_{res}$  é o resultando de um balanço energético. Um dos lados do balanço, a carga térmica, é obtida através de um “dataSheet” exportado da simulação realizada no OpenStudio, apresentando um resultado para cada hora do ano, assim considerado constante para cada instante  $s$ . A capacidade de refrigeração, por sua vez, deve ser calculada para cada instante  $s$  e é função dependente da temperatura da massa de ar que entra na unidade evaporadora. É feita a consideração de que essa temperatura será a igual a temperatura interna do ambiente no instante de tempo  $s$ . Ou seja, a temperatura ao ambiente é a mesma da temperatura de entrada do Ar Condicionado.

A nova temperatura interna, que servirá como entrada para o cálculo da capacidade de refrigeração no instante de tempo seguinte ( $s+1$ ) é calculada em termos da carga térmica resultante e temperatura interna no atual instante de tempo ( $s$ ). Considera-se que  $\rho$  e  $c_p$  respectivamente, massa específica e o calor específico, não variam com a temperatura.

$$T_{e,s+1} = \frac{Q_{res,s}}{V\rho c_p + T_{e,s}} \quad (4.15)$$

Sendo  $V$  o volume de ar do ambiente.

A capacidade de refrigeração de um Ar Condicionado é calculada a partir da equação de resfriamento e desumidificação, conforme a Equação (4.16).

$$\dot{Q}_{ref} = \dot{V} \rho c_p (T_e - T_s) - h_{\acute{a}gua} (w_1 - w_2) \quad (4.16)$$

Sendo  $\dot{V}$  a vazão do Ar Condicionado,  $T_s$  a temperatura de saída do ar,  $T_e$  a temperatura de entrada,  $h_{\acute{a}gua}$  a entalpia da água,  $w_1$  a umidade absoluta na entrada do ar e  $w_2$  na saída do ar.

Em uma situação real a vazão do ar varia com o tempo, no entanto, por simplicidade, a vazão do ar será considerada constante, assumindo o valor disponibilizado em catálogo. Outra observação importante é que a temperatura de saída do Ar Condicionado também é pré-definida.

A umidade absoluta é dada pela Equação (4.17):

$$w = \frac{0,62198(UR)P_{ws}}{P_{atm} - (UR)P_{ws}} \quad (4.17)$$

Sendo  $UR$  a umidade relativa,  $P_{ws}$  a pressão de vapor saturada,  $P_{atm}$  a pressão atmosférica.

Os valores da entalpia da água e da pressão de vapor saturada são encontrados em tabelas termodinâmicas, os valores intermediários são interpolados.

### 4.3.2 Coeficiente de Performance (COP) e Consumo

Do capítulo 2 sabe-se que COP é definido pela razão entre o calor retirado na fonte fria e o trabalho realizado. De maneira prática, ele compara a capacidade que o dispositivo tem de retirar calor do ambiente e quanta energia será gasta para se realizar tal tarefa, sendo encontra este valor um dos objetivos deste trabalho. Ao se rearranjar a Equação (2.23) observamos que o trabalho do compressor pode ser calculado ao conhecer sua capacidade de refrigeração e seu coeficiente de performance (COP). A capacidade de refrigeração será calculada conforme Equação (4.16), já o COP é um parâmetro que pode ser obtido experimentalmente ou através de dados disponibilizados pelo próprio fabricante, o que de maneira geral é apresentado como um valor ponderado. O COP ponderado representa em um único número a maneira como o aparelho deve se comportar de maneira média o que não é insuficiente para o escopo deste trabalho. Isto porque a performance do aparelho varia de maneira considerável com as variações de temperatura externa, com a temperatura interna, bem como com a carga térmica gerada no ambiente. Como resultado, quanto maior a temperatura externa, maior será a pressão de condensação e, portanto, maior o consumo.

Como forma de superar esta dificuldade, serão utilizados os dados do catálogo do fabricante de Ar Condicionado Goodman (2018) o que trona possível definir uma curva característica para o COP utilizado como base no algoritmo que será explicado no item 4.4.

Assim, a equação de primeiro grau que aproxima o comportamento do COP em função das temperaturas externa ( $T_{ex}$ ) e interna ( $T_{in}$ ) é dada por:

$$COP = \frac{5,74}{0,015T_{in} + 0,0037T_{ex} + 4.10^{-4}T_{in} * T_{ex} + 0,6135} \quad (4.18)$$

A Figura (4.8) representa a variação do COP em função das temperaturas interna e externa. A equação apresenta o comportamento correto que se espera. O aparelho se torna consideravelmente mais eficiente com o COP assumindo valores acima de 4, quando a temperatura interna assume valores maiores e a temperatura externa assume valores menores. O contrário também se mostra verídico. A Figura (4.9) é uma comparação entre os resultados da equação e os valores reais do catálogo. Erros em valores próximos a 6% só são encontrados em situações específicas quando a temperatura interna está em torno de a 15°C e a temperatura externa em torno de 35°C. Contudo para a maior parte das duplas de temperatura interna e externa o erro entre a Equação (4.18) e os valores do catálogo Goodman (2018) estão bem abaixo de 5%.

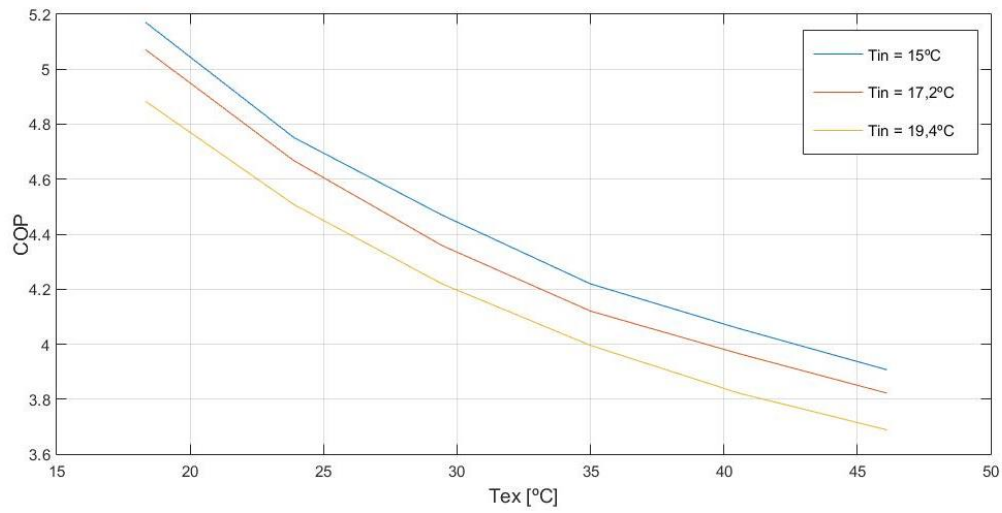


Figura 4.8. COP x Temperatura Externa

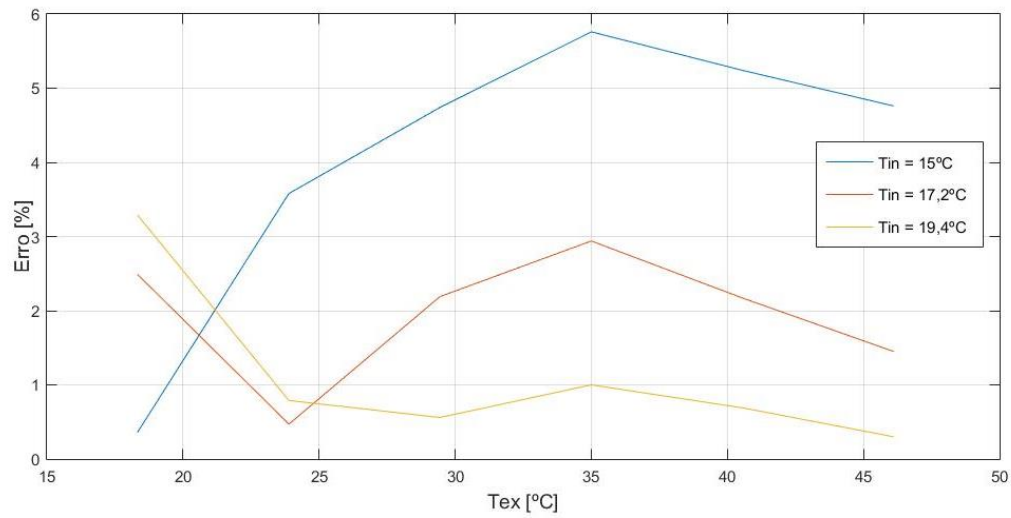


Figura 4.9. Erro x Temperatura Externa

A fim de calcular a potência consumida pelo compressor do Ar Condicionado a cada hora, devem ser somados os valores de potência calculados para cada instante  $s$ , ou seja, para cada segundo. Assim a potência em um instante  $s$  é dada pela Equação (4.19).

$$W_s = COP_s Q_{ref,s} \quad (4.19)$$

Note que para cada iteração, novos valores para o COP também são calculadas. Assim a potência consumida varia a cada segundo, com a variação da carga térmica, bem como com a variação do Coeficiente de Performance.

## **4.4 MODELO NUMÉRICO DO CONDICIONADOR DE AR**

### **4.4.1 Obtendo Dados**

O arquivo Excel contendo temperatura interna, temperatura externa, umidade relativa, carga térmica de cada um dos ambientes da casa é importado como resultado da simulação feita no OpenStudio. O código desenvolvido em Matlab é capaz de ler o arquivo Excel e salvar os parâmetros em uma matriz que chamaremos de matriz dos parâmetros. Ao iniciar a simulação, é requerido ao usuário que ele escolha o ambiente que se deseja simular. Assim fica selecionado dentre os termos da matriz dos parâmetros apenas os dados referentes ao ambiente escolhido.

O código também tem acesso às horas de ocupação do ambiente, sendo elas pré-definidas de acordo com o cenário de padrão de ocupação a ser simulado. Esta informação será o primeiro parâmetro a dar referência ao código para que sejam decididas quais as horas do ano em que o sistema de Ar Condicionado poderá funcionar no ambiente. Ter ocupação, portanto, é o primeiro pré-requisito.

Para simular diferentes cenários, o usuário do código tem ainda a opção de decidir se os ocupantes irão acionar o Condicionamento de Ar durante toda a ocupação ou apenas em períodos de desconforto térmico. Um novo vetor irá salvar as horas de funcionamento do Ar Condicionado. Assim, em um cenário hipotético em que o ar será condicionado apenas nas horas de desconforto térmico do ambiente ocupado, apenas essas horas serão salvas. Pode-se seguir a descrição acima no fluxograma da Figura (4.10).

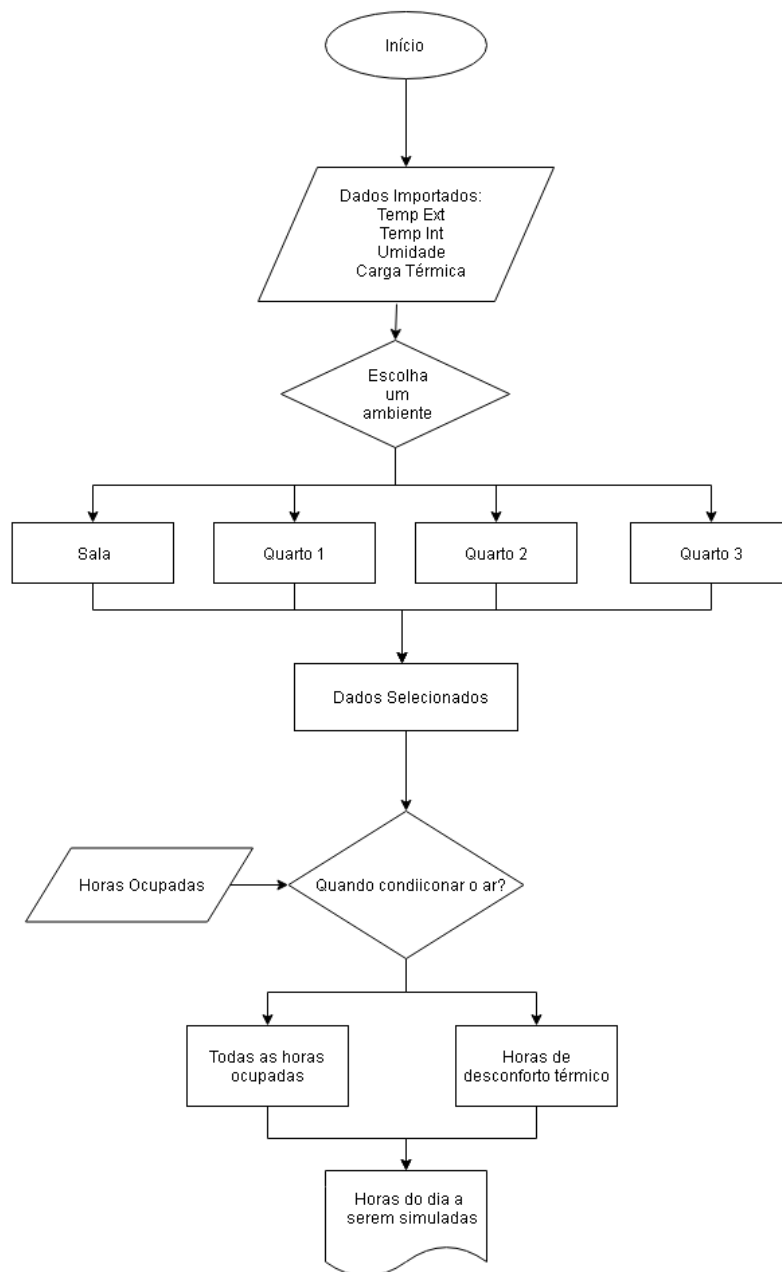


Figura 4.10. Fluxograma do algoritmo para obtenção dos dados ambientais e de ocupação

#### 4.4.2 Simulação do Sistema Condicionado

Com a informação de quais horas devem ser simuladas e os dados climáticos do ambiente a ser simulada durante cada hora, a simulação propriamente dita do ambiente climatizado é iniciada. Para que seja possível replicar a física do problema ao longo do tempo com precisão suficiente são realizadas iterações em 3 níveis temporais. O primeiro é a cada dia. Assim o código é capaz de perceber cada dia como uma iteração diferente. O segundo nível é dentro de 1 dia e cada iteração é de uma hora. O terceiro nível de iteração é dentro de 1 hora, o código realiza uma iteração por segundo, totalizando 3600 iterações.

Supondo que se comece a simulação de um novo dia. A primeira verificação é se a primeira hora deve ou não ser simulada. Caso não deva ser simulada, ou seja, não há ocupação ou não há desconforto térmico, a simulação passa para a hora seguinte até que haja a necessidade do condicionamento do ar. Ao encontrar uma hora em que há a necessidade, o programa está autorizado a simular o Condicionamento de Ar. Por exemplo: se estamos simulando a Sala-cozinha às 15 horas, e neste momento ela estiver ocupada e em condições de desconforto térmico, algum ocupante irá ligar o aparelho de Ar Condicionado. Neste momento, cada um dos 3600 segundos é simulado levando em consideração o seguinte mecanismo de funcionamento. Será selecionada uma temperatura em que o termostato irá desligar o aparelho (exemplo: 20° C), e uma temperatura em que irá retomar o funcionamento (exemplo: 23°C). As duas primeiras suposições são óbvias. O aparelho estará ligado todas as vezes que a temperatura interna do ambiente estiver acima de 23°C e desligado quando abaixo de 20° C (neste exemplo).

O problema se dá quando o ambiente apresenta temperaturas intermediárias. Assim se o ambiente estiver a 21°C, o sistema de climatização poderia estar ligado ou desligado. Para resolver este problema, note que se o ambiente estiver a 21°C, o aparelho permaneceria ligado se em momento ele já estivesse. Permaneceria desligado, se antes já estivesse desligado. Logo, é incluída uma condicional que verifica se o mesmo já se encontrava ligado ou não. Portanto, o aparelho permanecerá ligado durante todas as temperaturas intermediárias ao sair de 23° C até ser desligado ao atingir 20°C. Por outro lado, permanecerá desligado durante todas as temperaturas intermediárias ao partir de 20°C até ser novamente ligado em 23°C.

Caso o algoritmo esteja simulando uma condição em que o sistema deva estar ligado, calcula-se a potência consumida ( $W$ ) no instante  $s$  de acordo com a Equação (4.19), a capacidade de refrigeração ( $Q_{ref}$ ) de acordo com a Equação 4.16 e calcula-se a nova temperatura interna, Equação (4.15). No caso em que esteja sendo simulada uma condição em que o sistema esteja desligado, considera-se a potência consumida como zero assim como a capacidade de refrigeração e calcula-se a nova temperatura interna. Note que a nova temperatura interna no cenário em que o sistema está desligado, deve-se levar em consideração apenas a carga térmica do ambiente, enquanto que quando ligado, considera-se a carga térmica do ambiente e a capacidade de refrigeração, Equação (4.14).

O procedimento se repete em cada nova iteração e o consumo total para cada hora em kWh será a soma dos 3600 consumos de cada segundo que compõe a hora simulada. Pode-se seguir a descrição acima no fluxograma da Figura (4.11).

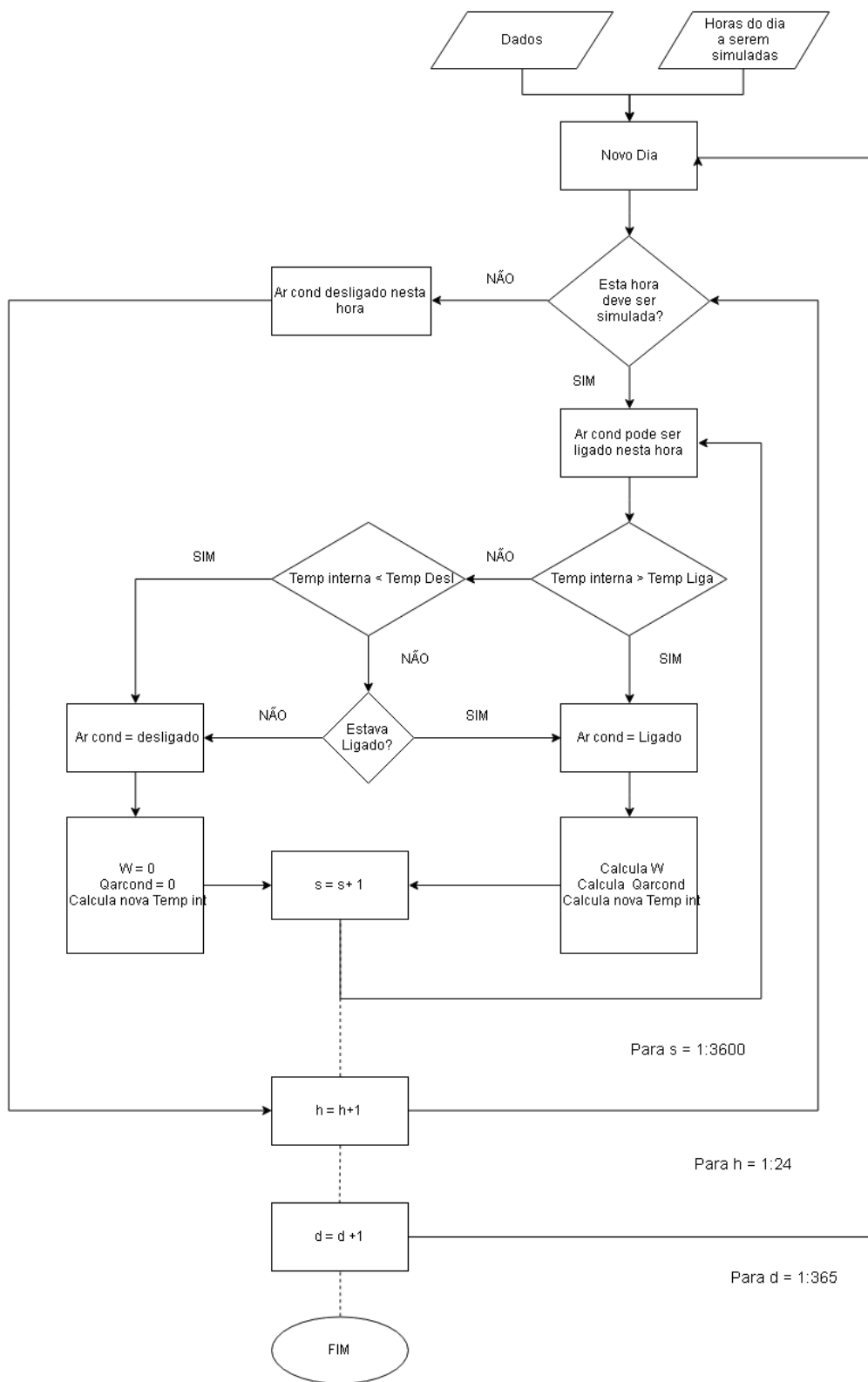


Figura 4.11. Simulação do sistema de Condicionamento de Ar.



## 5 ANÁLISE DE RESULTADOS

*Neste capítulo são apresentados resultados da simulação numérica. São discutidos diferentes cenários de simulação para o Sistema de Aquecimento Solar por Placas Planas e Ar Condicionado Split. Fica demonstrada quantitativamente a efetividade de cada uma das medidas adotadas tanto em fase de projeto como na utilização consciente para o ganho de eficiência energética.*

### 5.1 SISTEMA DE AQUECIMENTO SOLAR

A radiação solar em Brasília é predominante direta durante a maior parte do ano principalmente durante o inverno, quando a presença de nuvens é muito rara. Contudo parte da radiação solar sempre é dispersa, formando radiação difusa. A radiação direta na presença de um céu limpo passa ter papel predominante uma vez que sua intensidade de radiação é muito alta. Na ocorrência de nuvens, no entanto, nota-se a radiação direta tender a zero. Pela Equação (2.3) e com os valores da radiação total disponibilizado pelo INMET fomos capazes de calcular o índice de clareza do céu  $k_t$  e a partir dele, calcular a radiação difusa e direta. A Figura (5.1) demonstra o comportamento da radiação difusa para Brasília durante o ano no horário de 12 horas. Como esperado, a radiação difusa durante dias de inverno é muito baixa, além de apresentar pequena amplitude, apresentando picos de mais de 300 W/m<sup>2</sup> e valores abaixo de 150 W/m<sup>2</sup>. A Figura (5.2) é o gráfico da radiação solar direta também para às 12 horas medida todos os dias do ano. A radiação direta apresenta grande amplitude para épocas do ano com mais ocorrência de nuvens, dias claros nos períodos de verão e primavera geram picos de radiação superior a 900 W/m<sup>2</sup>, já dias nublados apresentam radiação direta nula ou valores muito pequenos, o período do outono e do inverno apresenta uma menor amplitude da radiação direta, a maior parte dos dias a radiação permanece entre 500 W/m<sup>2</sup> e 700 W/m<sup>2</sup>.

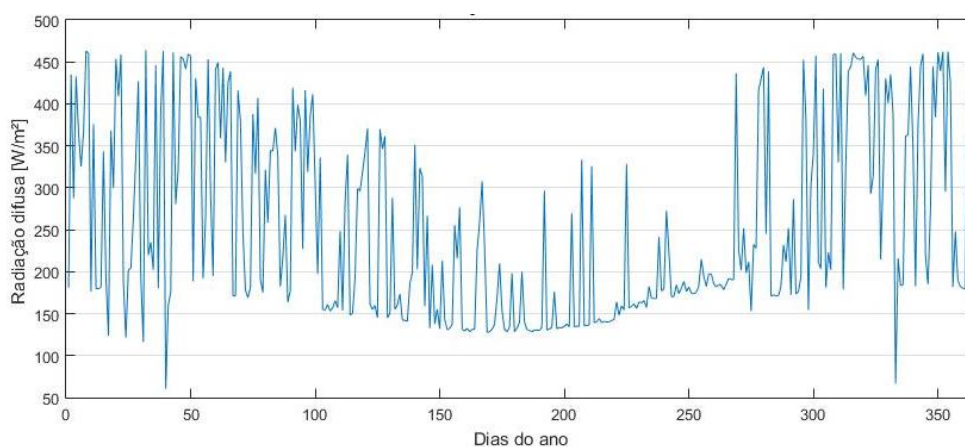


Figura 5.1. Radiação difusa às 12 horas

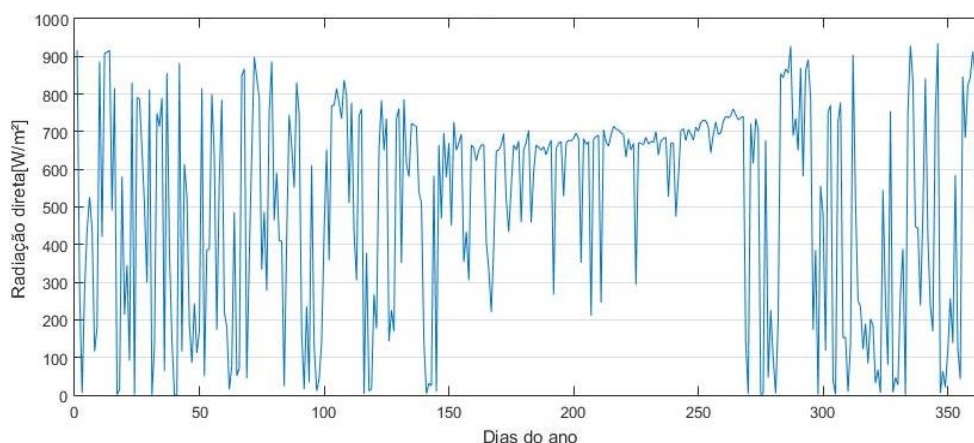


Figura 5.2. Radiação direta às 12 horas.

O coletor solar absorve apenas parte da radiação incidente. Para este estudo, avaliamos três coletores com coeficientes de desempenho médios disponibilizados pelo INMETRO, 0,76 para  $FR(\tau\alpha)$  e 5,480 para  $FRUL$ . É interessante saber qual a eficiência do coletor em questão nos períodos de alta radiação. Nestes períodos, o sistema de aquecimento será capaz de acumular a maior quantidade de energia térmica possível durante o dia, armazenando água aquecida para uso durante a noite. A eficiência foi calculada pela Equação (4.4) gerando os resultados de eficiência do coletor ao meio dia ao longo do ano, Figura (5.3). O coletor apresenta alta eficiência ao meio dia durante maior parte do ano, garantindo neste período um aproveitamento em torno de 60% da radiação incidente no coletor. Vale destacar, que a eficiência do coletor solar tende a ser relativamente alta em períodos de alta radiação, contudo tende a valores muito baixos na presença de pouca intensidade solar. O resultado são vales abaixo de 20 % de eficiência em dias de pouco sol, Figura (5.3). Isto se deve ao fato de que operando em condições de baixa radiação, as perdas do coletor para o ambiente passam a ter maior relevância, levando ao coletor a perder boa parte do calor absorvido.

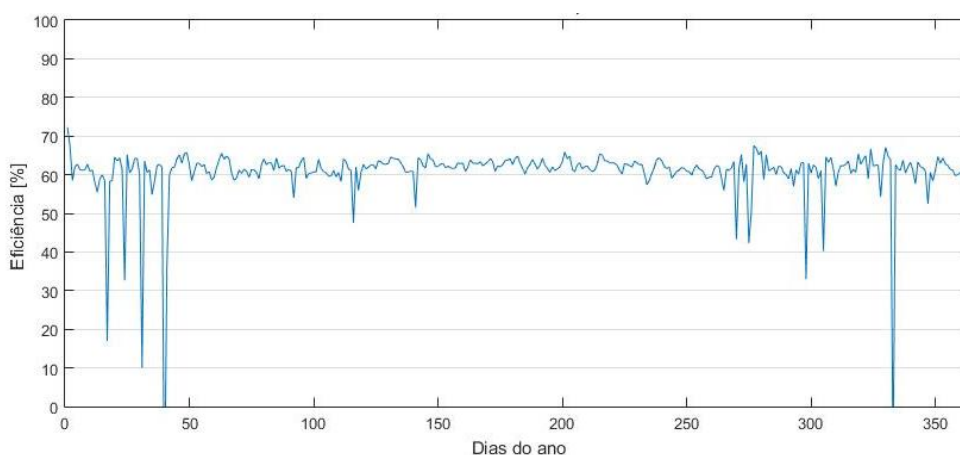


Figura 5.3. Eficiência do coletor de 1,5 m² ao meio dia.

### 5.1.1 Análise do Comportamento do Sistema de Aquecimento

Armazenamento de água em alta temperatura visa à obtenção de capacidade térmica suficiente para que se tenha água em temperatura de projeto para o momento de consumo. É realizada uma comparação entre três coletores solares de características construtivas idênticas a não ser pelas suas dimensões, o primeiro com 1 m<sup>2</sup> de área de placa, o seguinte com 1,5 m<sup>2</sup> e o último com 2 m<sup>2</sup>, observando qual seria a temperatura de cada camada no tanque de armazenamento durante o tempo. Nas Figuras (5.4), (5.5) e (5.6) estão representadas as curvas de temperaturas para cada uma das camadas considerando que os moradores não utilizem água aquecida durante o período, podendo assim ser observado o declínio da temperatura no tanque sem a influência da perda de massa de água quente durante uma eventual utilização (banho quente). Ao analisar de maneira conjunta os três gráficos pode-se afirmar que a temperatura no reservatório sobe durante quase todo o dia, se estabiliza e cai ao final do dia, diminuindo a partir daí de maneira linear com a perda de calor para o ambiente. Para um dia quente típico, no caso 2 de Janeiro, observa-se pela Figura (5.4) que a camada 1, a mais quente, tem temperatura superior a de projeto para todos os coletores, caso o consumo se dê às 19 horas. Pela Figura (5.4), conclui-se que a temperatura de projeto (40 °C) não seria atingida antes das 11 horas da manhã. Caso o consumo aconteça nestas condições, aquecimento auxiliar deverá ser acionado logo nos primeiros minutos de banho, causando maior consumo de eletricidade. Já pela Figura (5.5), temos um resultado mais satisfatório, em que a temperatura de projeto é atingida por volta das 8 horas da manhã. Já o coletor de maiores dimensões (2 m<sup>2</sup>), Figura (5.6), é capaz de suprir o sistema à temperatura de projeto logo às 7 horas da manhã. No dia analisado, os três coletores geraram um gradiente de temperatura de cerca de 3°C dentro do reservatório (entre a camada 1 e a camada 4) no momento de maior aquecimento.

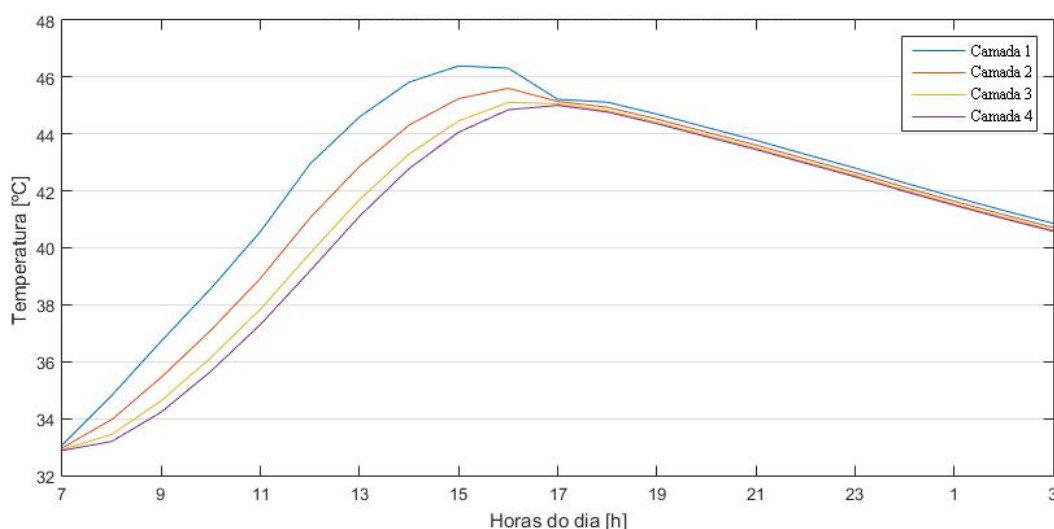


Figura 5.4. Temperatura da água no tanque, 2 de Janeiro, coletor 1 m<sup>2</sup>

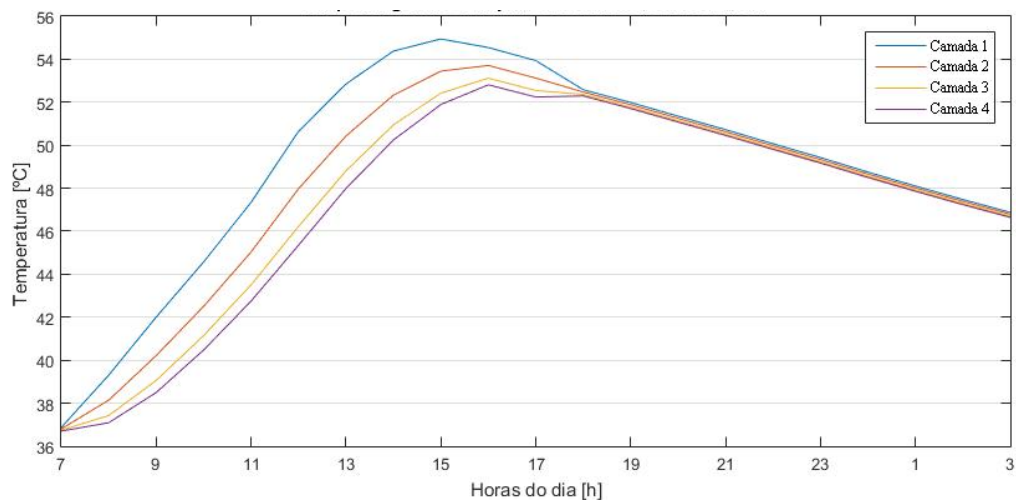


Figura 5.5. Temperatura da água no tanque, 2 de Janeiro, coletor 1,5 m<sup>2</sup>

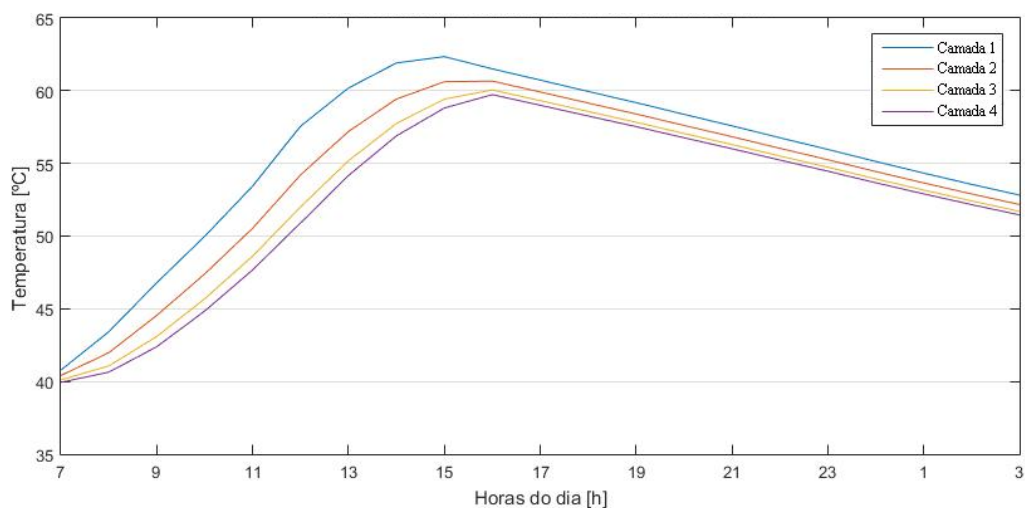


Figura 5.6. Temperatura da água no tanque, 2 de Janeiro, coletor 2 m<sup>2</sup>

A Figura (5.7) nos ajuda a visualizar a variação da temperatura da água que sai do tanque para diferentes dias do ano no melhor dos casos, em que o sistema conta com o coletor de área de 2 m<sup>2</sup>. Na maior parte do ano o sistema é capaz de atender as condições de projeto (40°C), uma vez que água aquecida é fornecida a uma temperatura em torno de 50°C, diminuindo a exigência de aquecimento auxiliar. Nos dias com pouca radiação, água é aquecida entre 35°C e 45°C. O que demonstra que dias frios ou dias nublados requerem aquecimento auxiliar nos instantes iniciais de banho, mesmo para o projeto de maior coletor solar. Infere-se que mesmo superdimensionado o sistema, não será possível a eliminação de aquecimento auxiliar, uma vez que sempre haverá em um ano dias frios ou nublados.

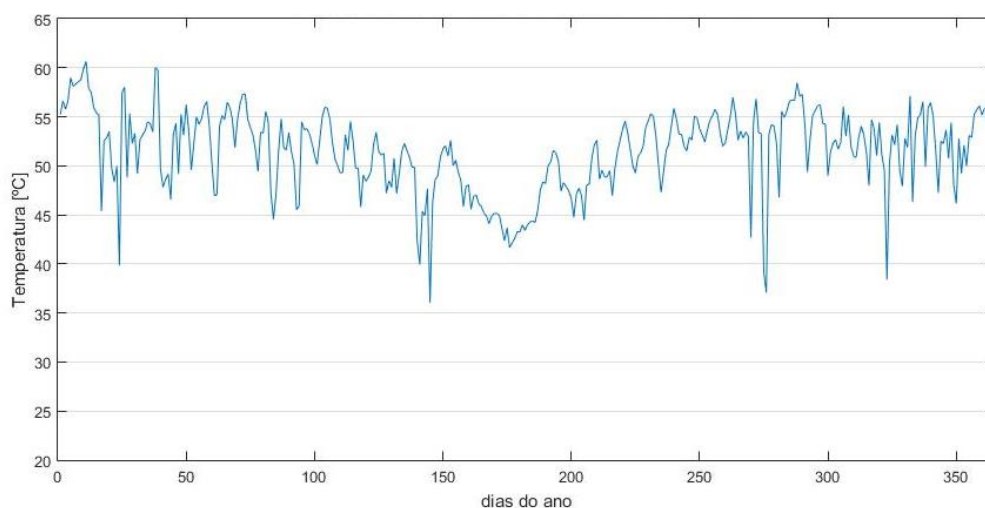


Figura 5.7. Temperatura da água aquecida ao longo do ano às 19h, coletor 2 m<sup>2</sup>

O sistema de aquecimento é projetado de forma a fornecer água aquecida a uma temperatura de 40°C durante todo o ano. Para que menos energia seja consumida no aquecimento auxiliar, é desejável que a maior parte da energia térmica seja proveniente da termoacumulação no tanque de armazenamento. Como será observado no item 5.2, o coletor de 1 m<sup>2</sup> de área não é capaz de manter o tanque aquecido à temperatura de projeto durante longos períodos do ano, especialmente durante os dias mais frios de inverno e dias nublados em outras estações. Nestes casos, aquecimento auxiliar deverá ser utilizado durante todo o período de consumo de água aquecida.

Na Figura (5.8), observa-se a temperatura fornecida pelo tanque no dia 2 Junho às 19 horas, utilizando o coletor de 1 m<sup>2</sup>. Nesta situação, considerada a mais desfavorável, aquecimento auxiliar seria utilizado logo no primeiro minuto do primeiro banho. A temperatura do tanque ao final do último banho ficaria abaixo de 28 °C.

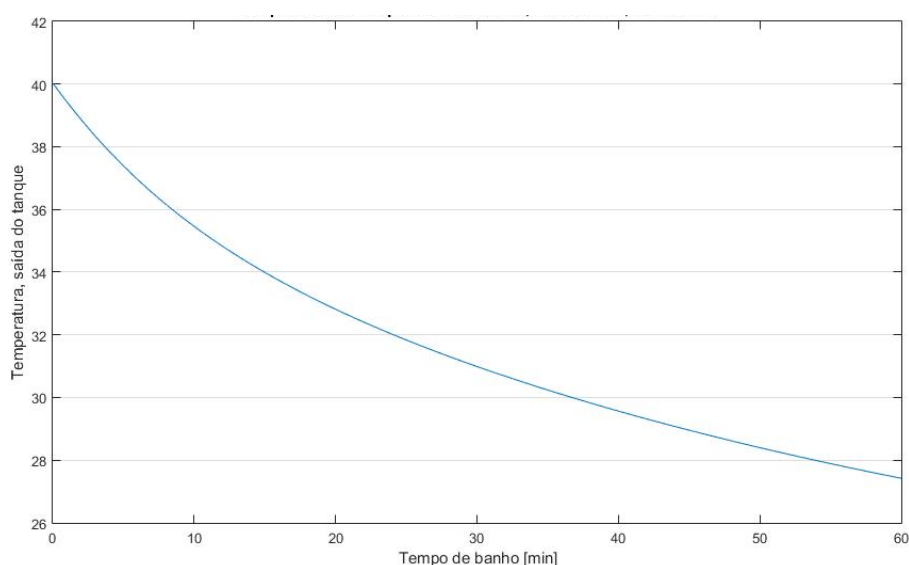


Figura 5.8. Temperatura de saída do tanque durante banho, coletor 1m<sup>2</sup>, 2 de Junho.

Observando agora a situação mais favorável observada, Figura (5.9). O dia 11 de Janeiro foi um dia de alta radiação solar durante todo o dia, não havendo grande concentração de nuvens. Ao utilizar o coletor de 2 m<sup>2</sup>, observam-se temperaturas no tanque de armazenamento superior a 60°C. Nestas condições, o tanque armazenou energia térmica suficiente para a maior parte do tempo de banho. Isto significa que, se o usuário utilizar a máxima vazão projetada no sistema, o tanque de armazenamento será capaz de entregar água a temperatura superior a de projeto (40° C) durante 47 minutos ininterruptos. Outro ponto importante a ser observado é que utilizando vazão de 0,05 kg/s há um consumo de 180 litros de água, o que significa dizer que mantida esta vazão, ainda que o coletor aqueça o tanque a temperaturas muito altas, uma vez que o tanque é dimensionado em 200 litros, dificilmente irá fornecer água a 40°C durante todo o período de 60 minutos, que contemplaria 4 banhos de 15 minutos seguidos. Mesmo com este fato, para as condições analisadas, a água se encontrará a uma temperatura superior a 36°C ao final de 1 hora de consumo. O que em dias quentes poderia ser considerada uma temperatura confortável para muitas pessoas.

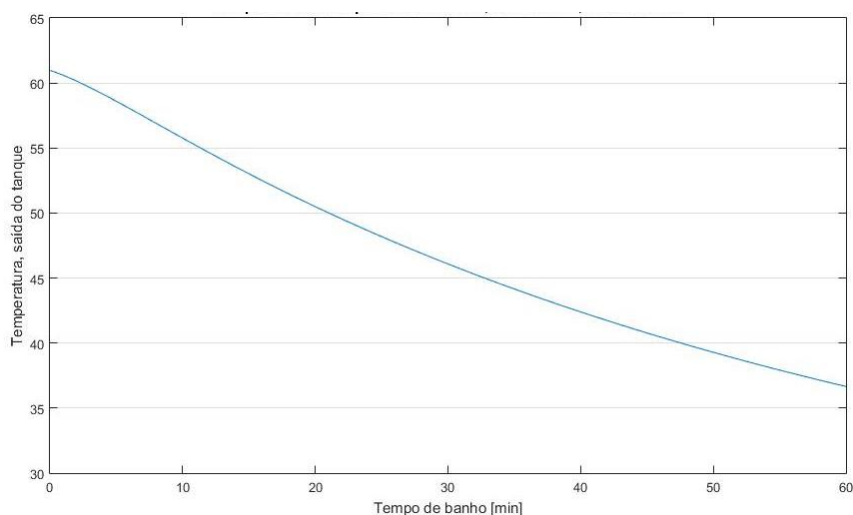


Figura 5.9. Temperatura de saída do tanque durante banho, coletor 2 m<sup>2</sup>, 11 de Janeiro.

Aquecimento auxiliar é fornecido ao sistema quando identificada uma temperatura inferior a 40°C. Com uma potência de 2500 W, e considerando uma vazão de 0,05 kg/s, resultará em uma variação de temperatura pontual ( $\Delta T$ ) de 11,96 °C. Ou seja, em poucos segundo a temperatura vai de 40°C, para algo em torno de 52°, fenômeno observado na curva vermelha da Figura (5.10). Isto representaria um grande risco para o usuário que poderia se queimar. Portanto, faz-se necessário o uso do misturador que é configurado a manter a temperatura em 40°C, gerando a curva em amarelo da Figura (5.10). A curva em azul é a temperatura da água que deixa o tanque de armazenamento.

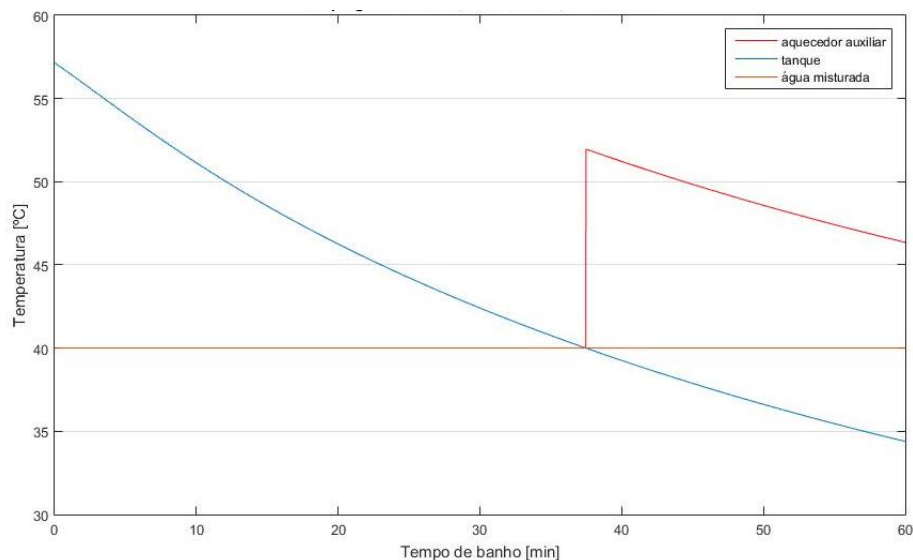


Figura 5.10. Temperatura da água do banho, coletor 2 m<sup>2</sup>, 2 de Janeiro

O misturador controla a temperatura da água do banho ao misturar água fria e quente. A Figura (5.11) mostra o resultado da vazão de água definida pelo misturador durante o banho para o dia 2 de Janeiro. A vazão total de água misturada entregue ao usuário à 40°C está representada em amarelo, água quente proveniente do tanque em vermelho e água fria em azul. No início do consumo, água é fornecida pelo tanque acima de 40°C, o que obriga a válvula a misturar água quente e fria. Conforme o tanque fornece água aquecida a temperaturas cada vez menores, menos água fria é misturada. Ao atingir temperaturas abaixo da de projeto, o aquecimento auxiliar entra em funcionamento. O misturador aumenta a vazão de água fria e diminui a vazão de água quente, mantendo a mesma vazão de saída. Com o aquecimento auxiliar ligado, novamente água quente entra no misturador a uma temperatura superior a 40° C, o que não se sustenta, uma vez que o tanque dispõe de água a temperaturas mais baixas. Como resultado, cada vez menos água fria é misturada à água quente.

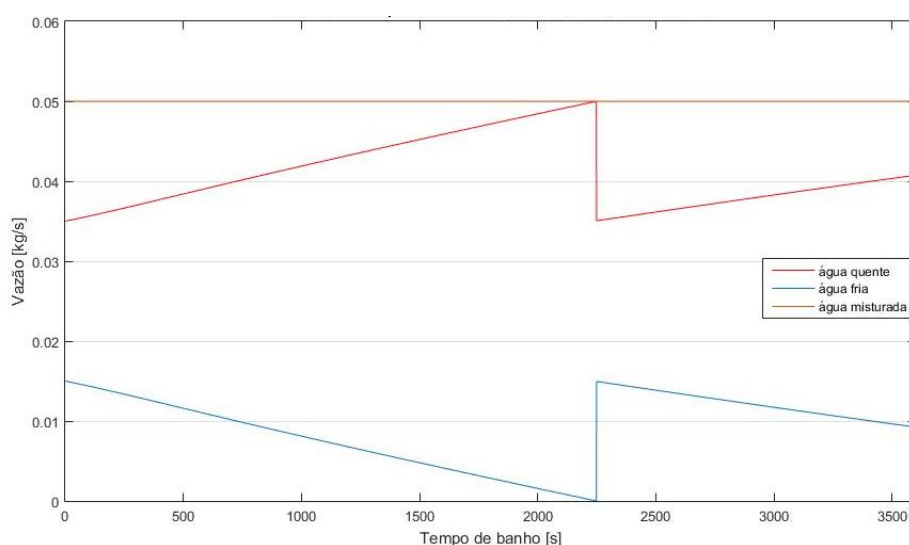


Figura 5.11. Vazão definida pelo misturador, coletor 2 m<sup>2</sup>, 2 de Janeiro



## 5.2 ANÁLISE DO CONSUMO ELÉTRICO DO SISTEMA DE AQUECIMENTO

Comparação é feita entre um chuveiro elétrico convencional e o sistema de aquecimento solar operando com coletores de placa plana de 1 m<sup>2</sup>, 1,5 m<sup>2</sup> e 2 m<sup>2</sup>, tanque de armazenamento de 200 litros, aquecedor auxiliar de potência de 2500 W e misturador realizando controle da temperatura e vazão. O chuveiro escolhido tem potência de 4,5 kW e vazão máxima de 0,05 kg/s. Comercialmente há chuveiros com potência inferior, contudo não seria uma comparação justa, uma vez que tais aparelhos não conseguiriam manter uma temperatura próxima a 40°C em dias de inverno. Há também no mercado inúmeros modelos com potência muito superior. Contudo, isto oneraria bastante o chuveiro elétrico na comparação podendo chegar a resultados superestimados a favor do coletor solar.

O consumo total anual do chuveiro elétrico considerando o consumo de 4,5 kWh por dia é de 1642,5 kWh. Levando em consideração um tempo de banho de 15 minutos por morador, totalizando 1 hora de consumo de água aquecida.

O primeiro coletor apresentou baixa capacidade, podendo ser considerado subdimensionado para o problema, durante maior parte do inverno utilizou apoio elétrico, gerando consumo próximo de 2,5 kWh/dia durante grande parte do ano, Figura (5.12). Assim, durante o ano consumiu 870,6 kWh. Nas condições de uso analisada, o coletor de 1 m<sup>2</sup> geraria economia de 47,30 % no consumo de eletricidade.

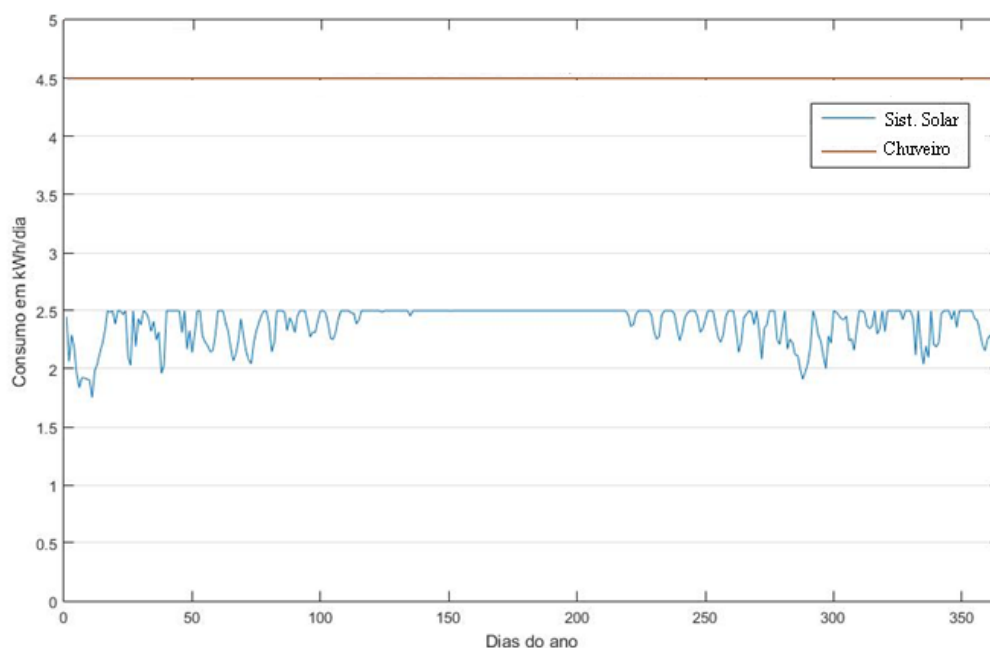


Figura 5.12. Consumo diário de eletricidade, coletor de 1 m<sup>2</sup>

O segundo coletor apresentou melhores resultados que o anterior, podendo ser considerado mais adequado para o sistema de aquecimento. Alguns dias no inverno apresentou consumo de 2,5 kWh, contudo, em inúmeros dias o consumo foi inferior a 2 kWh e em alguns inferior a 1,5 kWh, Figura



(5.13). Ao final do ano, o sistema consumiu 713 kWh, gerando economia de 56,6 % no consumo de eletricidade dadas condições de projeto.

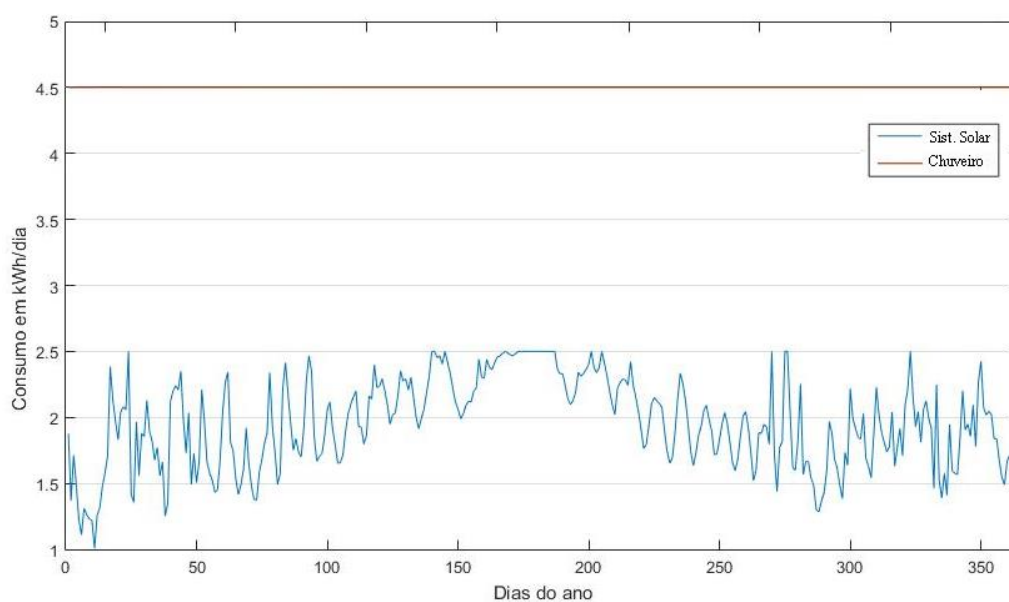


Figura 5.13. Consumo diário de eletricidade, coletor de 1,5 m<sup>2</sup>

O ultimo coletor apresentou os melhores resultados. Consumiu 2,5 kWh em poucos dias do ano. Maior parte dos dias apresentou consumo inferior a 2 kWh e outros, por volta de 1 kWh, Figura (5.14). Assim, ao final do ano, o sistema consumiu 557,25 kWh, gerando economia de 66,1 % no consumo, considerando as condições estabelecidas em projeto.

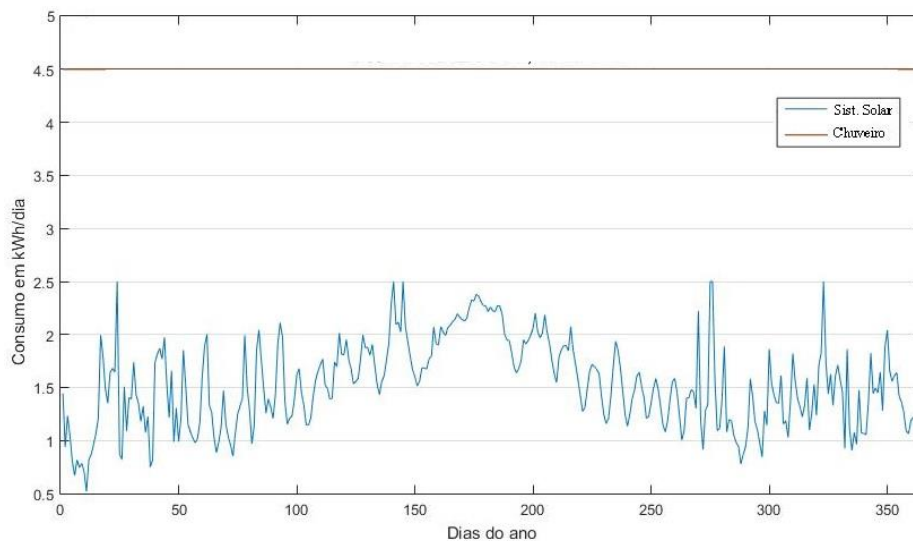


Figura 5.14. Consumo diário de eletricidade, coletor de 2 m<sup>2</sup>

## 5.3 CONSUMO DO AR CONDICIONADO

Será observada a viabilidade de um sistema de Ar Condicionado Split para uma casa pré-fabricada de balanço energético nulo em Brasília. Considera-se ainda, que ele será alimentado por placas fotovoltaicas. São apresentados os resultados de consumo elétrico para a simulação do ar condicionado na para o padrão de ocupação discutido no item 3 de forma a possibilitar o correto dimensionamento das placas fotovoltaicas.

Em um primeiro momento é analisado o perfil de consumo do Ar Condicionado, verificando seu comportamento frente às variações de carga térmica no ambiente causado pelas cargas térmicas internas e pela carga térmica devido à radiação solar. Esta primeira informação ajuda a identificar como o ambiente influencia o comportamento do Ar Condicionado. Em um segundo momentos são analisados o consumo do Ar Condicionado em cada um dos ambientes da casa para diferentes cenários. Esta segunda análise de resultados permite identificar a adequação do Ar Condicionado simulado ao ambiente e o que pode ser alterado de forma a se obter maior eficiência energética em relação ao conforto térmico, buscando um ponto ótimo, já que algumas vezes o não uso ou diminuição da capacidade de refrigeração pode significar uma considerável economia em detrimento de algumas horas de desconforto térmico. As análises demonstram quanta informação pode ser obtida a partir do código desenvolvido que poderá ser utilizado em outros projetos.

### 5.3.1 Perfil de Consumo do Ar Condicionado

A Figura (5.15) representa o perfil de Carga Térmica em BTU/h da Sala-cozinha ao longo de 24 h do dia 1º de Janeiro. É observado um pico da Carga Térmica às 13 h. O crescimento repentino da Carga Térmica se dá pelo uso do Cooktop à indução que apresenta alta potência (7200 W) dissipada em forma de calor, o que gera um desvio pontual muito grande que deve ser considerado para a decisão do aparelho de Ar Condicionado de capacidade correta. Por esse motivo será futuramente analisada as possibilidades de se utilizar aparelhos de capacidade de 12000 BTU/h e 18000 BTU/h.

Ao examinar a Figura (5.16) que representa a variação da carga térmica na Sala-cozinha, no dia 1º de Janeiro e compará-la a Figura (5.17) que representa o consumo do Ar Condicionado na Sala-cozinha, no dia 1º de Janeiro, por um aparelho de 18000 BTU/h observamos certa semelhança na forma das curvas. A razão para isso é que o consumo do Ar Condicionado será maior, quanto maior a carga térmica. Nestas condições o compressor deverá permanecer ligado por mais tempo, já que diminuirá a temperatura a uma menor taxa, como também permanecerá desligado por menos tempo, uma vez que a temperatura interna aumentará a uma taxa maior.

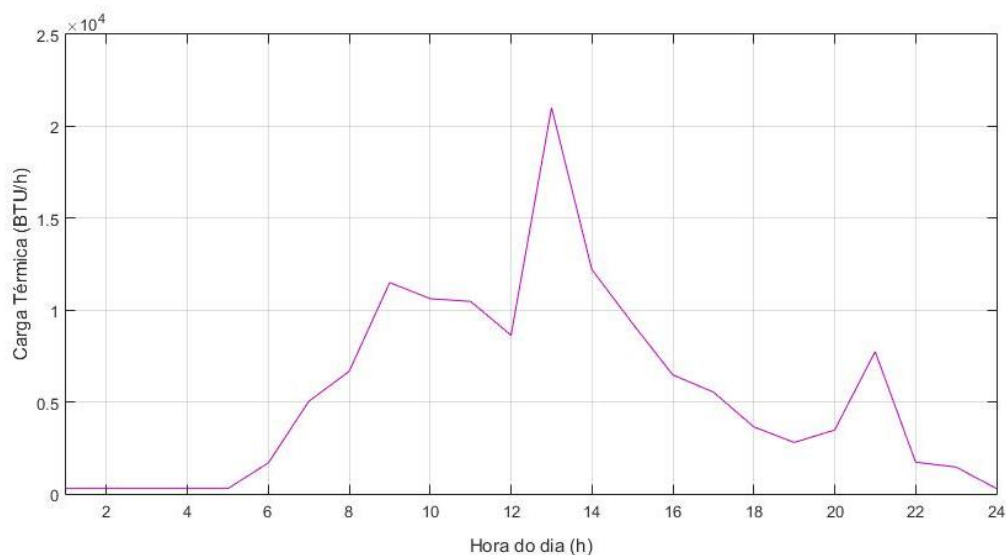


Figura 5.15. Carga Térmica da Sala-cozinha, 1º de Janeiro

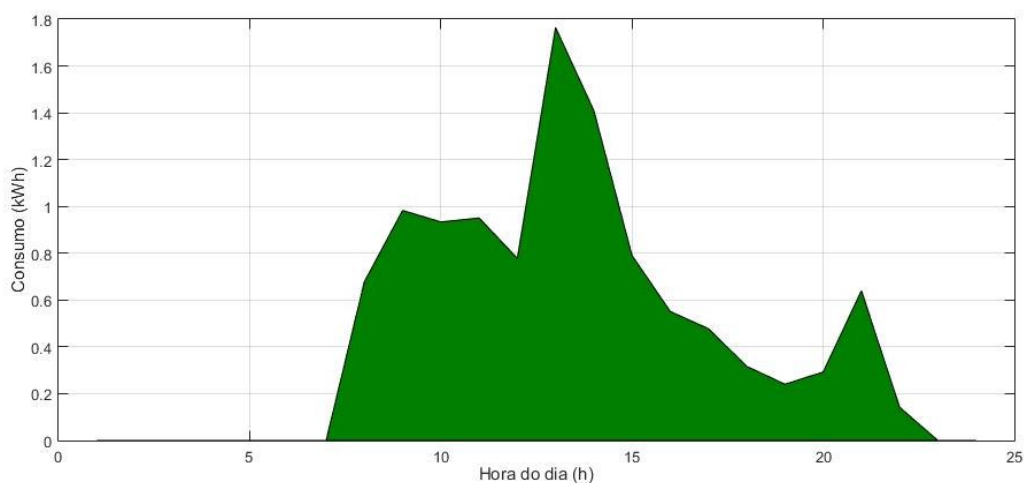


Figura 5.16. Consumo do Ar Condicionado 18000 BTU/h ao longo do dia 1º de Janeiro

Quando investigamos a Figura (5.16), observamos o comportamento sazonal do consumo do Ar Condicionado. Ora, uma maior radiação solar levará a duas consequências. A primeira é o aumento da carga térmica interna pela radiação que produz os efeitos já discutidos. A segunda consequência é o aumento da temperatura externa. Como avaliamos no item 2, um aumento da temperatura externa causa uma diminuição do COP, por consequência um maior consumo.

Em dias de inverno, há uma menor variação da radiação solar, o consumo tenderá a valores mais próximos da média em torno de 12 kWh. Já o verão apresenta dias de bastante radiação solar, fazendo com que o consumo diário ultrapasse 18 kWh e dias de pouca radiação (dias nublados), levando ao consumo diário inferior a 8 kWh.

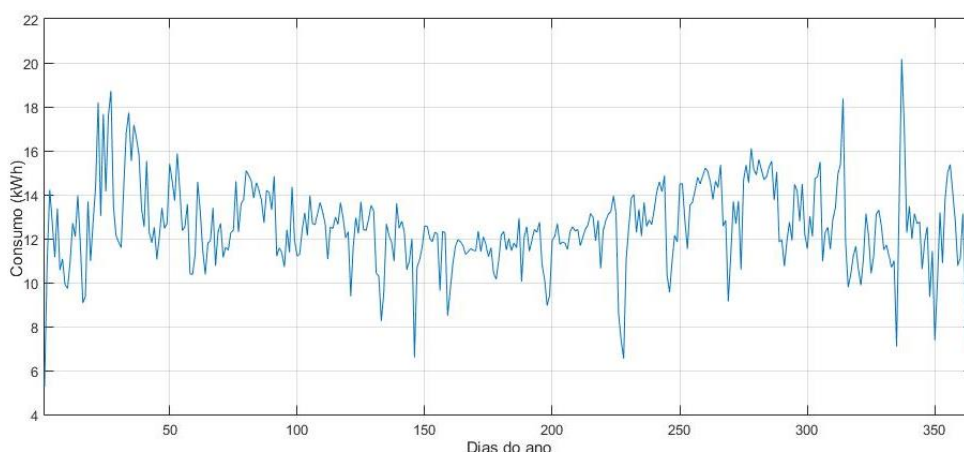


Figura 5.17. Consumo do Ar Condicionado 18000 BTU/h na Sala-cozinha ao longo do ano

## 5.4. ANÁLISE DO AR CONDICIONADO

São simulados três cenários diferentes. Em um primeiro momento, assume-se que o Ar Condicionado é acionado em cada ambiente durante toda a sua ocupação. Como exemplo, o Ar Condicionado é considerado ligado das 7 às 22 horas na Sala-cozinha. Portanto, está é uma hipótese de consumo irracional dos ocupantes. Em uma segunda hipótese, o Ar Condicionado é ligado apenas quando é observado desconforto térmico para 80 % dos ocupantes de acordo com os critérios discutidos no item 2. Neste segundo cenário, espera-se um menor consumo decorrente da racionalidade de uso dos ocupantes. O terceiro cenário é considerado o cenário em que se procura a maior eficiência possível para a climatização do ambiente utilizando Ar Condicionado Split, em que haja um projeto prevendo o menor consumo, assim como é levado em consideração uma maior racionalidade do uso por parte dos ocupantes. Com estas 3 hipóteses colocadas, será possível avaliar o impacto no consumo de energia elétrica de cada uma das medidas.

Neste primeiro cenário, considera-se que são instalados aparelhos de Ar Condicionado com as seguintes capacidades de refrigeração: para Sala-cozinha 18000 BTU/h e para os quarto 1,2 e 3, a capacidade de refrigeração de 7000 BTU/h.

Conhecendo a dinâmica de “liga/desliga” do termostato, sabemos que um ambiente com carga térmica relativamente elevada obrigará o termostato a manter o Ar Condicionado ligado por um maior período de tempo, já um ambiente em que o Ar Condicionado está superdimensionado, o termostato manterá o Condicionamento de Ar desligado por um longo período de tempo. Esta informação nos ajudará a observar se o aparelho está corretamente dimensionado. Outro resultado importante da dinâmica de funcionamento proporcionada pelo termostato é que por conta dela, dois aparelhos de mesma capacidade de refrigeração apresentam consumo diferente quando funcionando em ambientes com perfil de carga térmica diferente. Mesmo em um mesmo ambiente como já observamos na Figura 3, o consumo varia.

### 5.4.1 SIMULAÇÃO 1

Os resultados da simulação para o primeiro cenário indicam um consumo na Sala-cozinha de 12,5 kWh em média por dia, o maior consumo dentre os ambientes. O consumo total anual do Ar Condicionado na casa é de 6547 kWh, uma média de 17,94 kWh por dia, Tabela (5.1). O resultado nos revela um consumo muito alto que impactará severamente a capacidade de painéis solares de produzir potência elétrica suficiente para suprir tamanha demanda.

O consumo na Sala-cozinha é o mais importante, apresenta alta carga térmica com picos superiores a  $20 \times 10^3$  BTU/h e padrão de ocupação que vai das 7 horas da manhã às 23 horas. Caso o Ar Condicionado permaneça ligado por todo o período (o que acontece na simulação), significará um uso contínuo de 16 horas diárias, gerando um consumo bastante relevante.

Observamos que há um superdimensionamento para os Quartos 1 e 3, uma vez que o termostato mantém os aparelhos funcionando em apenas 882 das 2920 horas no Quarto 1 e 336 das 2920 horas no Quarto 3. A razão disso é que a carga térmica nos ambientes permanece muito abaixo dos 7000 BTU/h a maior parte do tempo. Por outro lado, não há comercialmente disponíveis aparelhos com capacidade de refrigeração inferior a 7000 BTU/h.

Tabela 5.1. Tempo de Ocupação, desconforto térmico, funcionamento do termostato para cada ambiente, simulação 1

Ambiente	Capacidade de Refrigeração (BTU/h)	Ocupação (h)	Relação Tempo de Desconforto/Tempo Ocupação (%)	Funcionando pelo Termostato (h)	Desconforto Térmico após Condicionamento de Ar (h)
Sala-cozinha	18000	5840	100,00	2768	0
Quarto 1	7000	2920	100,00	882	0
Quarto 2	7000	4745	100,00	2019	0
Quarto 3	7000	2920	100,00	336	0

Tabela 5.2. Consumo do Ar Condicionado para cada ambiente, simulação 1.

Ambiente	Capacidade de Refrigeração (BTU/h)	Média de consumo diário (kWh)	Média de consumo mensal (kWh)	Consumo Anual (kWh)
Sala-cozinha	18000	12,54	381,50	4578,00
Quarto 1	7000	1,23	37,42	449,00
Quarto 2	7000	3,64	110,58	1327,00
Quarto 3	7000	0,3	16,08	193,00
	Total	17,94	545,58	6547,00

## 5.4.2 SIMULAÇÃO 2

O segundo cenário simulado leva em consideração que o Ar Condicionado será ligado apenas quando houver desconforto térmico para 80% dos ocupantes havendo ocupação. A Tabela (5.2) demonstra que os Quartos 1 e 3 apresentam respectivamente apenas 20,34 % e 25,38% de horas de desconforto térmico em relação às horas ocupadas. Juntamente com a informação do baixo período de funcionamento do Ar Condicionado pela ação do termostato, Tabela (5.2), nota-se que haverá novamente uma subutilização do Ar Condicionado para os Quartos 1 e 3. A Sala-cozinha apresentará uma média de utilização diária de 10 horas e 46 minutos, 67,4% do tempo do cenário anterior.

O consumo total anual é de 5633,64 kWh, uma média de 15,43 kWh por dia, significando uma redução de 14 %. A redução do consumo é menor relativa à diminuição do número de horas de funcionamento. A razão para isso é que o consumo torna-se significativamente maior nas horas de maior carga térmica, que são coincidentes com as horas de maior desconforto térmico. Além disso, há uma tendência das horas de desconforto a serem as de maior temperatura no exterior, o que diminui o COP. Da comparação dos dois cenários, observamos que não basta diminuir o tempo de uso do Ar Condicionado. Para diminuir seu consumo, é necessário ainda que ele opere em situação de menor carga térmica e uma menor diferença entre temperatura interior e exterior.

Tabela 5.3. Tempo de Ocupação, desconforto térmico, funcionamento do termostato para cada ambiente, Simulação 2

Ambiente	Capacidade de Refrigeração (BTU/h)	Ocupação (h)	Relação Tempo de Desconforto/Tempo Ocupação (%)	Funcionando pelo Termostato (h)	Térmico após Condicionamento de Ar (h)
Sala-cozinha	18000	5840	67,40	2470	0
Quarto 1	7000	2920	20,34	181	0
Quarto 2	7000	4745	77,64	1840	0
Quarto 3	7000	2920	25,38	190	0

Tabela 5.4. Consumo do Ar Condicionado para cada ambiente, simulação 2.

Ambiente	Capacidade de Refrigeração (BTU/h)	Média de consumo diário (kWh)	Média de consumo mensal (kWh)	Consumo Anual (kWh)
Sala-cozinha	18000	11,41	347,00	4164,00
Quarto 1	7000	0,37	11,30	135,54
Quarto 2	7000	3,35	102,00	1224,00
Quarto 3	7000	0,30	9,17	110,00
Total		15,43	469,46	5633,54

### 5.4.3 SIMULAÇÃO 3

Com os resultados do cenário 1 e 2, foi simulado o que é considerado o melhor cenário de seleção de equipamentos e uso consciente de Ar Condicionado modelo Split. Assim como ocorreu no cenário 2, são simuladas apenas as horas de desconforto térmico, utilizando os mesmos critérios. Contudo, algumas modificações são necessárias. Para a Sala-cozinha, é selecionado um aparelho de 12000 BTU/h e para o Quarto 2, 7000 BTU/h. Os Quartos 1 e 3 ficam sem Condicionamento de Ar no ambiente. Como resultado, conforme Tabela (5.5), haverá algumas horas de desconforto térmico. Com a estratégia adotada, opta-se por algumas horas no ano de desconforto térmico em detrimento da subutilização de equipamento de Condicionamento de Ar em dois ambientes, o que é muito ineficiente. A baixa carga térmica dos Quartos 1 e 3, permite a utilização de outras soluções para amenizar o desconforto térmico, o que não será simulado.

Outra mudança da simulação 3 em relação a anterior é que o uso do Ar Condicionado na Sala-cozinha será racionalizado. Assim, considera-se que o usuário mantém o Ar Condicionado desligado enquanto houver o uso do Cooktop à indução (às 12 horas). Vale lembrar que o Cooktop gera um pico de carga térmica muito importante, vide Figura (5.15). Com os resultados, fica evidente que não é energeticamente eficiente uma placa fotovoltaica alimentar um Cooktop à indução e um aparelho de Ar Condicionado funcionando concomitantemente em um mesmo ambiente. De fato, manter o Ar Condicionado desligado enquanto se utiliza o Cooktop nos leva a dois ganhos. Primeiro, permite selecionar um aparelho de menor capacidade de refrigeração, uma vez que são eliminados os picos de carga térmica que causavam a necessidade de um Ar Condicionado de maior potência. Em segundo lugar, os momentos de pico de carga térmica geram alto consumo pontual, que também é eliminado. Contudo, o *tradeoff* será de 1 hora diária de desconforto térmico.

O projeto considerado ótimo utilizando um sistema Split consome um total de 3928 kWh em um ano, uma média de 10,76 kWh por dia. Este resultado significa uma redução de 30,27 % em relação ao cenário 2 e de 40,03% em relação ao cenário 1. O consumo na Sala-cozinha permanece relevante pelo fato de haver uma média de utilização do Ar Condicionado de 9 horas e 46 minutos diárias.

Tabela 5.5. Tempo de Ocupação, desconforto térmico, funcionamento do termostato para cada ambiente, Simulação 3.

Ambiente	Capacidade de Refrigeração (BTU/h)	Ocupação (h)	Relação Tempo de Desconforto/Tempo Ocupação (%)	Funcionando pelo Termostato (h)	Térmico após Condicionamento de Ar (h)
Sala-cozinha	12000	5840	67,40	2336	365
Quarto 1	7000	2920	0,00	0	594
Quarto 2	7000	4745	77,64	1840	0
Quarto 3	7000	2920	0,00	0	741

Tabela 5.6. Consumo do Ar Condicionado para cada ambiente, simulação 3.

Ambiente	Capacidade de Refrigeração (BTU/h)	Média de consumo diário (kWh)	Média de consumo mensal (kWh)	Consumo Anual (kWh)
Sala-cozinha	12000	7,41	225,33	2704
Quarto 1	7000	0,00	0,00	0
Quarto 2	7000	3,35	102,00	1224
Quarto 3	7000	0,00	0,00	0
Total		10,76	327,33	3928

## 5.5 RESULTADOS FINAIS

Os resultados obtidos em diferentes simulações para ambos os projetos podem ser somados de forma a investigarmos o impacto final das estratégias adotadas na eficiência energética da residência. Com o consumo médio, pode ser estimada qual a área necessária de um painel fotovoltaico para suprir a demanda energética de aquecimento de água e condicionamento de ar, levando a residência a se tornar nZEB.

A Tabela (5.7) mostra os resultados finais do consumo agregado para aquecimento de água para banho e condicionamento de ar. São comparados os dois cenários extremos. No primeiro deles, utiliza-se o chuveiro elétrico para aquecimento de água e o cenário da simulação 1 para o ar condicionado. O consumo agregado é uma média diária de 22,44 kWh/dia. O segundo cenário, considera-se o uso do Sistema Solar de Aquecimento, utilizando coletor Solar de 2 m<sup>2</sup> e a simulação 3 para o ar condicionado, em que considera-se o melhor dimensionamento de capacidade térmica e estratégia de controle para o melhor uso. O consumo final é de 12,29 kWh/dia, uma economia de 45,7 %.

Tabela 5.7 Média de consumo diário para 2 Cenários Distintos

Cenário 1		Cenário 2	
Equipamento	Consumo [kWh/dia]	Equipamento	Consumo [kWh/dia]
Chuveiro Elétrico	4,50	Sist Aquecimento Solar	1,53
Ar Condicionado	17,94	Ar Condicionado	10,76
Total	22,44	Total	12,29

Para estimar a energia gerada por uma placa fotovoltaica em Brasília, utilizaremos a Equação (2.24). Levando em consideração  $\eta = 0,16$  como um típico painel solar de etiqueta Procel A, a radiação diária média em Brasília como  $I_{dia} = 5,7$  kWh/m<sup>2</sup>dia, chegamos a capacidade de geração



elétrica de  $E = 0,912 \text{ kWh/m}^2\text{dia}$ . Finalmente, podemos estimar a área de painel solar necessária para diferentes cenários utilizando a Equação (2.25), chegando aos seguintes resultados, para  $A_1$  área necessária para o cenário 1 e  $A_2$  área necessária para cenário 2.

- $A_1 = 24,6 \text{ m}^2$
- $A_2 = 13,47 \text{ m}^2$

## 6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

São feitas as considerações finais demonstrando a viabilidade dos Projetos de Aquecimento Solar e de Ar Condicionado. São apresentadas possibilidades de trabalhos futuros levando em consideração os resultados apresentados, como também os códigos desenvolvidos..

### 6.1 CONCLUSÕES

O aumento da demanda por energia para sustentar o crescimento econômico e populacional de forma sustentável tende a ser um assunto cada vez mais recorrente. Grandes centros urbanos abrigam uma enorme quantidade de edifícios que consomem importante parcela dessa energia. A construção de edifícios nZEB é uma forma de descentralizar a solução ao satisfazer o consumo de maneira local, resultando em uma menor pressão por grandes empreendimentos, que a princípio resolveria a questão energética em curto prazo, contudo geraria um alto custo ambiental.

Surge daí a necessidade de investigar os maiores responsáveis pelo consumo energético em um edifício. A final de contas há limites espaciais e principalmente financeiros para instalação de equipamentos capazes de garantir a oferta de energia de maneira local. Em se tratando de edificações residenciais como é o caso da casa zero pré-fabricada proposta por Sudbrack (2017), destacam-se duas grandes demandas: água quente para banho e climatização capaz de garantir o conforto térmico dos moradores.

Os aquecedores solares de placas planas aproveitam a disponibilidade gratuita de luz solar para fornecer energia térmica a água utilizada para banho. A ideia é diminuir ou mesmo anular o consumo elétrico em dias de céu aberto e amenizar o consumo em dias nublados.

Para o estudo de caso deste trabalho, foram avaliados 3 diferentes configurações de placas planas (1 m<sup>2</sup>, 1,5 m<sup>2</sup> e 2m<sup>2</sup>) para um sistema Aquecimento Solar proposto: Tanque de Armazenamento de 200 litros, Aquecimento Auxiliar de 2500 W e Válvulas misturadoras e de Retenção. O Sistema opera em termossifão não havendo a necessidade de uma bomba. A casa tem 4 moradores e considera-se um banho médio de 15 minutos para cada um dos indivíduos.

O Sistema de aquecimento solar projetado operando nas condições adotadas estaria subdimensionado para um coletor de 1 m<sup>2</sup> de área. O gráfico da Figura (5.12) mostra que ele é incapaz de aquecer água à temperatura de projeto em parte importante do ano (aproximadamente 100 dias durante o inverno). Em dias frios, Figura (5.8), o sistema dependerá de aquecimento auxiliar logo no início do primeiro banho.

O mesmo sistema de aquecimento apresenta desempenho adequado ao considerar a utilização dos coletores de 1,5 m<sup>2</sup> e 2 m<sup>2</sup>. Como esperado, o coletor de maior área gerou uma maior economia no

consumo de energia elétrica. Nas condições de projeto foi verificada uma economia de 66,1% quando o sistema é suprido por um coletor de 2 m<sup>2</sup>, enquanto que ao utilizar um coletor de 1,5 m<sup>2</sup> observa-se uma economia de 56,6 % em relação ao chuveiro.

Em dias quentes, para o coletor de 2 m<sup>2</sup>, a temperatura só se torna suficiente baixa para o acionamento do aquecimento auxiliar nos últimos 10 minutos do último banho Figura (6.10). Com o uso de aquecimento auxiliar de 2,5 kW e válvula misturada, o sistema é capaz de manter a temperatura de banho em 40°C Figura (6.11). A válvula misturadora atua variando as vazões de entrada de água quente e fria, evitando picos de temperatura causados pelo acionamento do aquecimento auxiliar Figura (6.12).

Portanto, podemos inferir que o Sistema de Aquecimentos Solar com a configuração de proposta gera uma economia de 929,2 kWh por ano para o coletor de 1,5 m<sup>2</sup> e uma economia de 1.085,3 kWh para o coletor de 2 m<sup>2</sup> quando comparado a um chuveiro elétrico. A economia gerada demonstra que um Sistema de Aquecimento Solar é uma importante estratégia a ser utilizada em uma edificação ZEB.

A proposta para a climatização dos ambientes da casa pré-fabricada foi a instalação de equipamentos de Ar Condicionado modelo Split alimentados por placa fotovoltaica. Procura-se averiguar a capacidade do sistema mais utilizado em residências em garantir o conforto térmico da casa de maneira eficiente. Uma simulação numérica avaliando três cenários distintos investigando o consumo do Ar Condicionado hora a hora foi empregada, procurando-se concluir sobre a viabilidade da solução.

No primeiro, foram utilizados equipamentos de Ar Condicionado com as capacidades de 18.000 BTU/h na Sala-cozinha-cozinha e 7.000 BTU/h para os 3 quartos da Sala-cozinha. A dinâmica da primeira simulação considerava os aparelhos de Ar Condicionado ligados durante todo o período de ocupação da casa. Para o segundo cenário, considerou-se a mesma configuração de equipamentos que o primeiro. Contudo, foi implementada a estratégia de manter ligado apenas havendo desconforto térmico. O terceiro cenário apresenta a seguinte configuração: aparelho de capacidade de refrigeração de 12.000 BTU/h na Sala-cozinha-cozinha e 7.000 BTU/h no Quarto 2, considerou-se ainda não haver Condicionamento de Ar nos Quartos 1 e 3. A dinâmica de funcionamento é a mesma do cenário 2 com uma modificação: foi considerado que ao meio dia o Ar Condicionado na Sala-cozinha-cozinha ficaria mantido desligado.

Os resultados demonstrados ao analisar as Figura (5.15) e (5.16) que para um mesmo equipamento há um maior consumo de eletricidade havendo maior carga térmica. Assim, quando a carga térmica está próxima da capacidade máxima do aparelho, 18.000 BTU/h, o aparelho tende a estar próximo do seu consumo máximo, em torno de 1,8 kW, sendo o contrário também é verdade.

Nos 2 primeiro cenários observamos um superdimensionamento para os Quartos 2 e 3. No primeiro cenário, o termostato mantém os aparelhos funcionando em apenas 882 das 2920 horas no

Quarto 1 e 336 das 2920 horas no Quarto 3. Já na simulação, houve o termostato manteve o Ar Condicionado ligado em 181 das 2920 horas do Quarto 1 e 190 das 2920 horas do Quarto 3. Portanto, consideramos que para a terceira simulação iríamos desconsiderar o Condicionamento de Ar em ambos ambientes.

O consumo na Sala-cozinha é o mais importante, apresenta alta carga térmica com picos superiores a  $20 \times 10^3$  BTU/h e padrão de ocupação que vai das 7 horas da manhã às 23 horas. Para a simulação 1, o Ar Condicionado permanece ligado por todo o período (o que acontece na simulação) o que significa um uso contínuo de 16 horas diárias, gerando um consumo bastante relevante. O consumo total anual do Ar Condicionado na casa é de 6547 kWh para tal cenário.

Para a segunda simulação, o consumo total anual é de 5633,64 kWh no ano, uma média de 15,43 kWh por dia, significando uma redução de 14 %. Da comparação dos dois cenários, observamos que não basta diminuir o tempo de uso do Ar Condicionado. Para diminuir seu consumo, é necessário ainda que ele opere em situação de menor carga térmica e uma menor diferença entre temperatura interior e exterior.

O projeto considerado ótimo utilizando um sistema Split consome um total de 3928 kWh em um ano, uma média de 10,76 kWh por dia. Este resultado significa uma redução de 30,27 % em relação ao cenário 2 e de 40,03% em relação ao cenário 1, ou redução de 1.705,64 kWh por ano.

Por fim, consideramos ainda o resultado da combinação das estratégias adotadas para ambos os projetos de forma a investigarmos o impacto final das estratégias adotadas na eficiência energética da residência. A Tabela (5.7) mostra uma economia de 45,7 % ao comparar o melhor cenário ao mais desfavorável. Em estimativa, concluímos que seria necessária uma área de 13,47 m<sup>2</sup> de placa fotovoltaica de forma a suprir o consumo energético do Sistema Solar e Ar Condicionado.

## 6.2 TRABALHOS FUTUROS

O presente trabalho apresenta não só resultados importantes em relação à utilização de Aquecimento Solar por Placas planas e de Condicionamento de Ar utilizando o modelo Split, como também deixa um legado: dois códigos em Matlab, uma para cada projeto. Os algoritmos podem ser alterados e melhorados para futuros estudos, ou podem ser utilizados como base para o desenvolvimento de novos algoritmos mesmo em outras linguagens.

Pode ser feita uma avaliação a influência da vazão do sistema no sistema de aquecimento solar, operando em diferentes configurações de tanque de armazenamento. Neste trabalho, foi fixada uma vazão de saída de 0,05 kg/s, o que gera um consumo de 180 litros de água em 1 hora, próximo aos 200 litros do tanque selecionado. Portanto, seria de interessante, novas simulações a fim de definir uma relação ótima entre vazão e dimensão do tanque que geraria maior economia com energia (menos uso de aquecimento auxiliar) em condições adequadas de vazão para banho.

O trabalho pode ainda ser extrapolado para outras localizações do país ou mesmo do mundo identificando a influência de diferentes climas e níveis de radiação na geração de água quente e no consumo do Condicionamento de Ar.

Em um trabalho utilizando um Ar Condicionado por absorção solar, pode ser utilizada a parte do código do Sistema de Aquecimento Solar que trata do coletor de placas planas, incorporando-a a um ciclo de absorção.

O código do Ar Condicionado pode ser modificado para se adicionar novas estratégias de controle. Pode ainda ser modificado para a simulação de um sistema central de Ar Condicionado, adicionando ao algoritmo controle de vazão e simulação da tubulação de ar.

A fim de completar o presente estudo e o de Nobre (2017), uma simulação de ventilação forçada simultaneamente com o uso de Ar Condicionado Split pode ser considerada. Trata-se de uma solução mais convencional para residências que o Sistema Central de Ar Condicionado e ou um Ar Condicionado por Absorção podendo levar a excelentes resultados da relação eficiência energética, conforto térmico.

# REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- ABilumi - Associação Brasileira de Fabricantes e Importadores de Produtos de Iluminação. Disponível em: <<http://www.abilumi.org.br/novas-tecnologias-na-producao-do-led-mais-qualidade-e-menos-custos/>>. Acesso em: 5 out. 2018
- ACHY, Acbal Rucas Andrade. Sistemas Mecatrônicos para a Avaliação Comparativa da Eficiência Térmica de Coletores Solares Térmicos Planos. Universidade Federal da Bahia, Salvador, p.1-109, 2011.
- ASHRAE, handbook. Atlanta, GA: ASHRAE (1992)
- ASHRAE, Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. Atlanta, GA: ASHRAE (2010)
- ASHRAE. ESNA standard 90.1-2010, Energy standard for buildings except low-rise residential buildings. Atlanta, GA: : ASHRAE (2016)
- BARBOSA, Sandro Célio. Aquecedor Solar de Água: Estudo da Eficiência do Aquecedor solar ASBC, Rio Verde, p.1-4, 2012.
- BISQUOLO, Paulo Augusto. Fontes de energia: Homem transforma e usa energias da natureza. Pedagogia e Comunicação, Santos, p.3-5, 28 jul. 2006.
- CARRIER. HAP Quick Reference Guide. Carrier Corporation, 2016. 144 p
- COSTA, Gonçalo Carlos Rosário da. A Contribuição dos Sistemas Solares Térmicos e Fotovoltaicos para o Balanço Energético dos Edifícios Residenciais Unifamiliares: Dissertação de Mestrado. Universidade Nova de Lisboa, Lisboa, Portugal, p.1-146, jul. 2012.
- CRAWLEY, Drury B. et al. Energyplus: A New-Generation Building Energy Simulation Program. Champaign, Illinois, Estados Unidos, p.1-6, 2001.
- CUNHA, Filipe Alexandre Oliveira da. Estudo de estratégias e tecnologias de climatização para atingir Edifícios nZEB: Dissertação de Mestrado. U.porto, Porto, Portugal p.1-188, jul. 2015
- DOMINGOS, Lucas et al. Definição de Uma Classificação Climática para o Estudo de Edificação com Balanço Anual Zero de Energia no Brasil. Entac, Maceió, p.1-10, nov. 2014.
- DUFFIE, John A.; BECKMAN, William A.. Solar Engineering of Thermal Process. 4. ed. Madson, Winsconsin, Estados Unidos: Wiley, 2013. 928 p.
- FIRJAM - Federação Das Indústrias Do Estado Do Rio de Janeiro. Perspectivas do Gás Natural no Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, dez. 2017.
- GHISI, João Lorenzo Novaes Pessoa Enedir. 1 Estado da arte em eficiência energética: sistemas de Condicionamento de Ar. Centro Brasileiro de Eficiência Energética em Edifícios, Florianópolis, fev. 2015.
- GOLDEMBERG, José; LUCON, Oswaldo. Energias renováveis: Um futuro Sustentável. São Paulo, n. 72, p.6-15, dez. 2006.
- GOODMAN, Air Conditioning & Heating. Houston, Texas, Estados Unidos, p 1-56, 2018.
- HORTA, Ricardo Manuel Correia. Construção sustentável de edifícios de balanço energético quase zero: Dissertação de Mestrado. Universidade Nova de Lisboa, Lisboa, Portugal, p.1-250, dez. 2012.

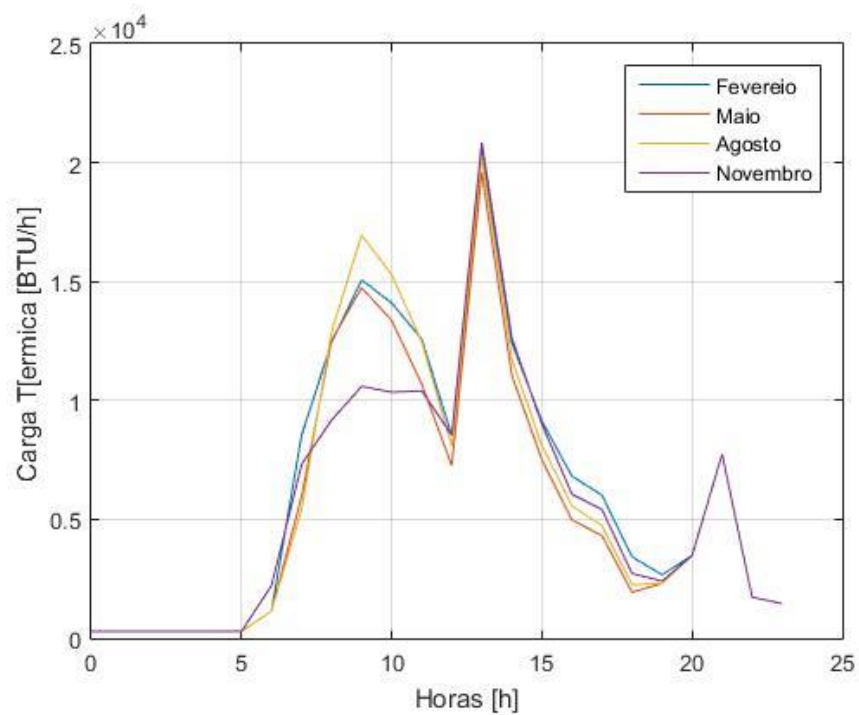
- INMETRO - Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia. SISTEMAS E EQUIPAMENTOS PARA AQUECIMENTO SOLAR DE ÁGUA - COLETORES SOLARES. 2016. Disponível em: <<http://www.inmetro.gov.br/consumidor/pbe/ColetoresSolares-banho.pdf>>. Acesso em: 22 nov. 2017.
- INMETRO - Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia. TABELA DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA - SISTEMA DE ENERGIA FOTOVOLTAICA. 2017. Disponível em: <[http://www.inmetro.gov.br/consumidor/pbe/tabela\\_fotovoltaiico\\_modulo.pdf](http://www.inmetro.gov.br/consumidor/pbe/tabela_fotovoltaiico_modulo.pdf)>. Acesso em: 5 nov. 2018.
- JONES, William Peter. Air Conditioning Engineering. Segunda. ed. Londres: Edward Arnold Publishers Limited, 1973. 505 p.
- MCGLADE, Christophe; EKINS, Paul. The geographical distribution of fossil fuels unused when limiting global warming to 2 6C. Nature, Londres, v. 517, n. 187, p.187-202, jan. 2015.
- OLIVEIRA, Álvaro Daniel de. Análise de Custos entre Coletores Solares Quanto a Aspectos Construtivos. Universidade Federal de Santa Maria, Novo Hamburgo, p.1-37, 20 dez. 2014.
- OLIVEIRA, Anderson Geraldo Alves de. Modelagem e Simulação de um Sistema Solar de Aquecimento e Distribuição de Água Quente. Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, p.1-50, fev. 2014.
- NOBRE, Vitor de Castro. ANÁLISE DA SOLUÇÃO DE CLIMATIZAÇÃO PASSIVA PARA HABITAÇÃO PRÉ FABRICADA DE BALANÇO ENERGÉTICO NULO EM BRASÍLIA. 2017. 63 f. Tese (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, 2017.
- RIEDERER, P. MATLAB/SIMULINK FOR BUILDING AND HVAC SIMULATION - STATE OF THE ART. In: IBPSA Conference, 9., 2005, Montreal, Canada. Marne La Vallée, França: Building Simulation, 2005. p. 1019-2026.
- SILVA, Daniel dos Santos. Desenvolvimento de uma Ferramenta Computacional para Dimensionamento de Coletores Solares de Placa Plana: Dissertação de Mestrado. Universidade do Vale do Rio dos Sinos, São Leopoldo, p.1-40, ago. 2012.
- SILVA, Jesué Graciliano da. Sistemas de Refrigeração e Condicionamento de Ar: Introdução à Psicrometria. Março a Julho de 2013. 16 slides.Notas de Aula. Apresentação MS PowerPoint.
- SILVA, Vanessa Gomes; Jammuzzi, Gilberto de Martino. Contribuição da geração fotovoltaica para viabilizar uma Edificação Energia Zero em Campinas – SP: análise por simulação computacional. Campinas: Universidade de Campinas, ago. 2013.
- SIQUEIRA, Antônio Marcos de Oliveira. Desenvolvimento de Um Programa de Simulação Computacional de Sistemas de Aquecimento Solara para Água: Tese de Doutorado. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, p.1-147, maio 2003.
- SUDBRACK, Larissa Oliveira. Casa Zero: Diretrizes de Projeto para Habitação Pré Fabricada de Balanço Energético Nulo em Brasília: Dissertação de Mestrado. Universidade de Brasília, Brasília, p.1-240, 2017
- TRČKA, Marija; L.M. HENSEN, Jan. Automation in Construction. ELSEVIER, Eindhoven University Of Technology, Eindhoven, Holanda, p. 93-99, 2010
- PIMENTA, João. Refrigeração: O Ciclo de Refrigeração por Compressão a Vapor. Março a Julho de 2012. 96 slides.Notas de Aula. Apresentação MS PowerPoint.

## ANEXOS

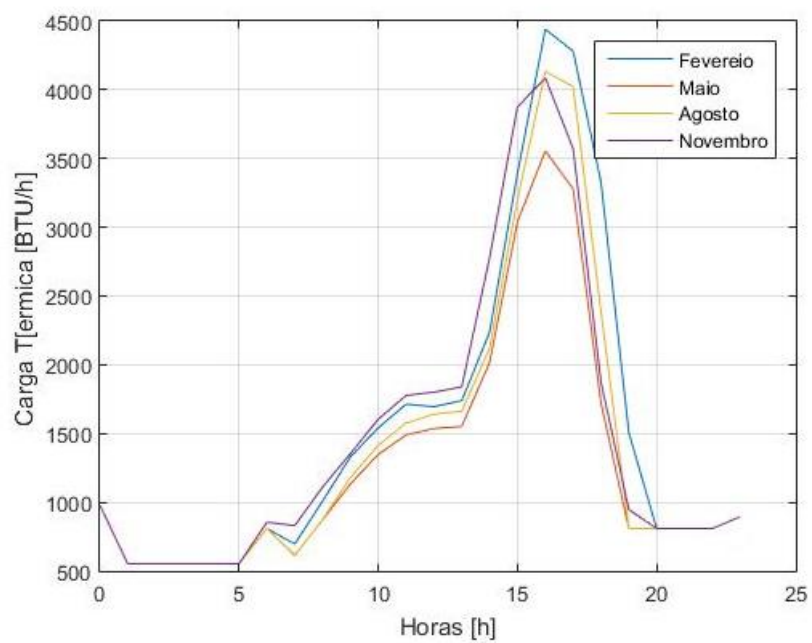
	Pág.
<b>Anexo I</b>	<b>Carga Térmica dos Ambientes</b>
	97
<b>Anexo II</b>	<b>Código Matlab: Sistema de Aquecimento Solar</b>
	99
<b>Anexo III</b>	<b>Código Matlab: Condicionamento de Ar</b>
	108



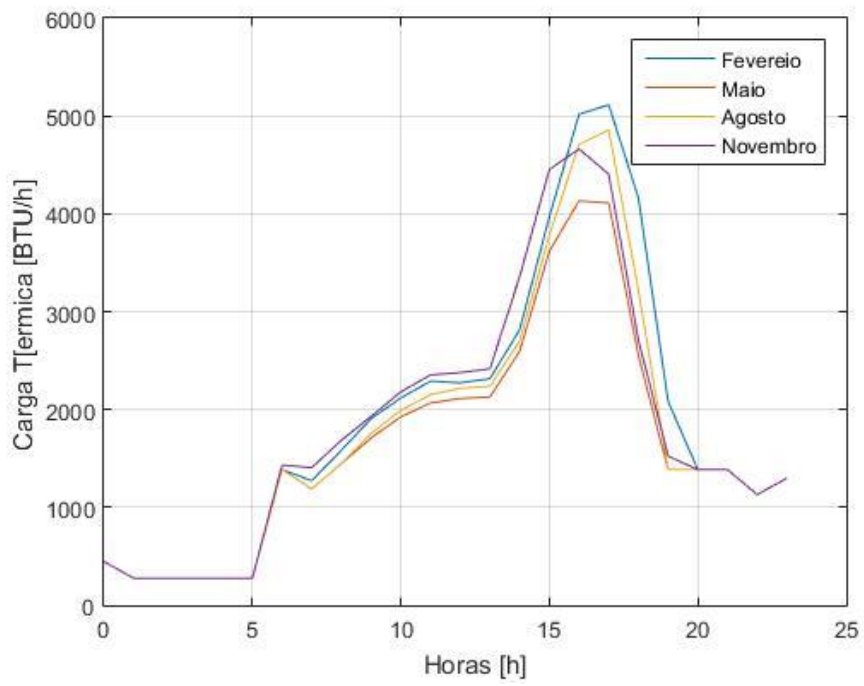
## ANEXO I: Carga Térmica dos Ambientes



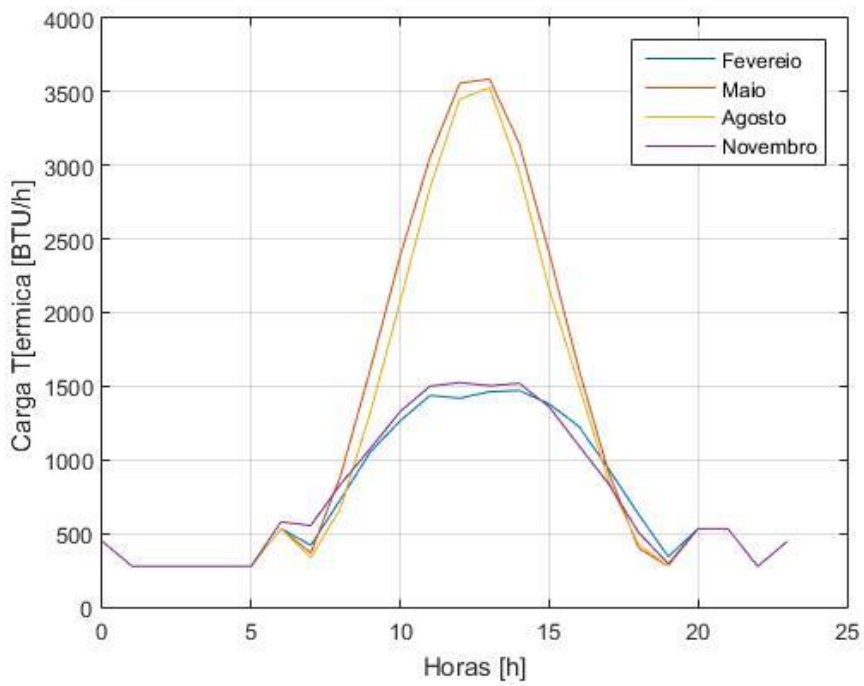
Carga Térmica, Sala-cozinha



Carga Térmica, Quarto 1



Carga Térmica, Quarto 2



Carga Térmica, Quarto 3

## ANEXO II: Código Matlab: Sistema de Aquecimento Solar

---

```
%% SIMULAÇÃO - MOMENTO 1
clc
clear all

tic

%Classificação A INEMTRO, ALuminio
FRta = 0.760;
FRUL = 5.480;
Area = input ('Qual a área do colet?') ;% m^2 - Área do Coletor
d = 22; %mm^2 - Diâmetro do tubo
L = input ('Qual o comprimento do colet?'); %m - Comprimento do coletor

%Constantes
g = 9.8;
pi = 3.141592;
cp = 4180; % J/kg.K - calor específico da água
ro = 1000; %kg/m^3 - massa específica padrão paraa água

% Considerações de projeto
delta_t= 1; %s - incremento temporal
UA = 1.39; %perda no reservatório
V = 200; %l - volume do reservatório
M = V/4; % kg - divisão mássica do reservatório

beta = 30; %graus - Inclinação do coletor
Hc = L*sind(beta); % Distancia vertical entre a entrada e saída do coletor
delta_H = 1; %m - Desnível vertical entre a saída do coletor e a base do
reservatório
Hr = 0.7;%m - Altura do reservatório
H = Hc/2 + delta_H + Hr/2; % m

%Chute inicial

m_dot = 0.05;% kg/s - chute inicial para a vazão
T1 = 25; %°C - chute inicial para a temperatura da camada 1
T2 = 25;%°C - chute inicial para a temperatura da camada 2
T3 = 25;%°C - chute inicial para a temperatura da camada 3
T4 = 25;%°C - chute inicial para a temperatura da camada 4
Tci = 25;%°C - chute inicial para a temperatura da entrada do coletor

%% Adquirindo DADOS DADOS

%Abirndo os dados do excel
DATA2 = 'MATLAB_DATA2.xlsx';
%Matriz contendo todos os dados do arquivo excel

MATRIX2 = xlsread(DATA2);
%TAMANHO DA MATRIZ
[A B] = size(MATRIX2);

S_matrix = zeros (A,1);
T_amb = zeros (A,1);
Q_matrix = zeros (A,5);
T_matrix = zeros (A,4);
Tc_matrix = zeros (A,2);
```

```

kt_vector = zeros (A,1);
Id_I = zeros (A,1);
Id = zeros (A,1);
Ib = zeros (A,1);
I = zeros (A,1);

%Guardando os valores dos parâmetros nos vetores definidos

i=1922;
k = 1;

for i = 1926:1:A

S_matrix (k,1) = MATRIX2 (i, 7);
T_amb (k,1) = MATRIX2 (i, 8);
kt_vector (k,1) = MATRIX2 (i, 20);
Id_I (k,1) = MATRIX2 (i, 21);
Id (k,1) = MATRIX2 (i, 22);
Ib (k,1) = MATRIX2 (i, 23);
I (k,1) = MATRIX2 (i, 4);

k = k + 1;
i = i+1;
end

i = 1;
k = 6836;
for k = 6836:1:A

S_matrix(k,1) = MATRIX2 (i, 7);
T_amb (k,1) = MATRIX2 (i, 8);
kt_vector (k,1) = MATRIX2 (i, 20);
Id_I (k,1) = MATRIX2 (i, 21);
Id (k,1) = MATRIX2 (i, 22);
Ib (k,1) = MATRIX2 (i, 23);
I (k,1) = MATRIX2 (i, 4);

k = k +1;
i = i+1;
end

m = 1;

for m =1:1:A
for i=1:1:3600

%% COLETOR

S = S_matrix (m,1);
Ta = T_amb(m,1);
Qu = Area*((FRta*S)-(FRUL*(Tci - Ta)));
deltaT = Qu/(cp*m_dot);
Tcf = Tci + deltaT;
ef = Qu/(S*Area);

%% TANQUE
if Qu > 0

```

```

Q1 = m_dot*cp*(Tcf - T1) - m_dot*cp*(T1 - T2) - UA* (T1 - Ta);
Q2 = m_dot*cp*(T1 - T2) - m_dot*cp*(T2 - T3) - UA* (T2 - Ta);
Q3 = m_dot*cp*(T2 - T3) - m_dot*cp*(T3 - T4) - UA* (T3 - Ta);
Q4 = m_dot*cp*(T3 - T4) - m_dot*cp*(T4 - Tci) - UA* (T4 - Ta);

```

```

else

```

```

Q1 = - UA* (T1 - Ta);
Q2 = - UA* (T2 - Ta);
Q3 = - UA* (T3 - Ta);
Q4 = - UA* (T4 - Ta);

```

```

end

```

```

T1 = (Q1*delta_t)/(M*cp)+T1;
T2 = (Q2*delta_t)/(M*cp)+T2;
T3 = (Q3*delta_t)/(M*cp)+T3;
T4 = (Q4*delta_t)/(M*cp)+T4;

```

```

Tci = T4;

```

```

end

```

```

%% Guardando valores

```

```

Q_matrix (m,1) = Qu;
Q_matrix (m,2) = Q1;
Q_matrix (m,3) = Q2;
Q_matrix (m,4) = Q3;
Q_matrix (m,5) = Q4;
T_matrix (m,1) = T1;
T_matrix (m,2) = T2;
T_matrix (m,3) = T3;
T_matrix (m,4) = T4;
Tc_matrix (m,1) = Tci;
Tc_matrix (m,2) = Tcf;
ef_vector (m,1) = ef;

```

```

m = m+1;
% m_dot_vetor (m,1) = max(m_dot_vetor);

```

```

end

```

```

toc

```

```

%% VAZAO POR TERMOSSIFAO

tic
[C D] = size (T_matrix);
i = 1;
m_dot_vetor = zeros (C,1);

for i=1:1:C

Tci = Tc_matrix(i, 1);
Tcf = Tc_matrix(i, 2);

Tm = (Tcf+Tci)/2; %°C - temperatura média
ro_e = 1000.5 - 0.0762439*Tci - 0.00349823*Tci^2; %kg/m^3 - massa
especifica na entrada do coletor
ro_s = 1000.5 - 0.0762439*Tcf - 0.00349823*Tcf^2; %kg/m^3 - massa
especifica na entrada do coletor
ro_media = (ro_e + ro_s)/2;%kg/m^3 - massa especifica média
Tc_ = (Tcf-Tci);

v = ((0.0001*(Tm)^2)-(0.0234*Tm) + 1.4208)*10^-6;% viscosidade cinematica
mi = v*ro_media; %viscosidade dinâmica

beta = (-1*(ro_s - ro_e))/((ro_media)*(Tcf-Tci));

% m_dot = ((ro_e - ro_s)*g*H*pi*((d/1000)^4)*ro_media)/(128*L*mi);
m_dot = (pi*((d/1000)^4)*g*H*beta*(ro_e^2)*Tc*(2-beta*Tc))/(256*10*L*mi);

if m_dot >0.01
m_dot_vetor (i,1) = m_dot;
else
    m_dot_vetor (i,1) = 0.01;
end
i =i+1;
end
toc

```

```

%% SIMULAÇÃO - MOMENTO 2

tic

%Chute inicial

m_dot = 0.05;% kg/s - chute inicial para a vazão
T1 = 25;%°C - chute inicial para a temperatura da camada 1
T2 = 25;%°C - chute inicial para a temperatura da camada 2
T3 = 25;%°C - chute inicial para a temperatura da camada 3
T4 = 25;%°C - chute inicial para a temperatura da camada 4
Tci = 25;%°C - chute inicial para a temperatura da entrada do coletor

m = 1;
n = 18;

for m =1:1:A
for i=1:1:3600
%% COLETOR

S = S_matrix (m,1);
Ta = T_amb(m,1);
Qu = Area*((FRta*S)-(FRUL*(Tci - Ta)));
deltaT = Qu/(cp*m_dot);
Tcf = Tci + deltaT;

%% TANQUE

if Qu > 0
Q1 = m_dot*cp*(Tcf - T1) - m_dot*cp*(T1 - T2) - UA* (T1 - Ta);
Q2 = m_dot*cp*(T1 - T2) - m_dot*cp*(T2 - T3) - UA* (T2 - Ta);
Q3 = m_dot*cp*(T2 - T3) - m_dot*cp*(T3 - T4) - UA* (T3 - Ta);
Q4 = m_dot*cp*(T3 - T4) - m_dot*cp*(T4 - Tci) - UA* (T4 - Ta);

else

%% BANHO

Tq = T1;
Ta = 22;

% m_dot_banho = 0.1;
Tbanho = 38;

if m == n
for j = 1:1:3600

% m_dot_q = m_dot_banho*((Tbanho - Ta)/(Tq - Ta));
% if m_dot_q < m_dot_banho
% m_dot_q = m_dot_q;
% else
% m_dot_q = 0.05;
% end

Qt = m_dot_q*cp*(Ta - Tq);

Q4 = -m_dot_q*cp*(T4 - T3) + m_dot_q*cp*(Ta - T4);

```

```

Q3 = -m_dot_q*cp*(T3 - T2) + m_dot_q*cp*(T4 - T3);
Q2 = -m_dot_q*cp*(T2 - T1) + m_dot_q*cp*(T3 - T2);
Q1 = Qt - (Q4 + Q3 + Q2);
Q1 = Q1 - UA*(T1-Ta);
Q2 = Q2 - UA*(T2-Ta);
Q3 = Q3 - UA*(T3-Ta);
Q4 = Q4 - UA*(T4-Ta);

T1 = (Q1*delta_t)/(M*cp)+T1;
T2 = (Q2*delta_t)/(M*cp)+T2;
T3 = (Q3*delta_t)/(M*cp)+T3;
T4 = (Q4*delta_t)/(M*cp)+T4;
Tq = T1;
Tci = T4;

T_banho_vetor (j,1)= Tq;

j = j+1;
end
n = n + 24;
else

Q1 = - UA* (T1 - Ta);
Q2 = - UA* (T2 - Ta);
Q3 = - UA* (T3 - Ta);
Q4 = - UA* (T4 - Ta);

T1 = (Q1*delta_t)/(M*cp)+T1;
T2 = (Q2*delta_t)/(M*cp)+T2;
T3 = (Q3*delta_t)/(M*cp)+T3;
T4 = (Q4*delta_t)/(M*cp)+T4;
Tci = T4;
Tcf = Tci;
end
Tcf = Tci;

end
T1 = (Q1*delta_t)/(M*cp)+T1;
T2 = (Q2*delta_t)/(M*cp)+T2;
T3 = (Q3*delta_t)/(M*cp)+T3;
T4 = (Q4*delta_t)/(M*cp)+T4;

Tci = T4;

i = i+1;

end
m_dot = m_dot_vetor(m,1);

%% Guardando valores
Q_matrix (m,1) = Qu;
Q_matrix (m,2) = Q1;
Q_matrix (m,3) = Q2;
Q_matrix (m,4) = Q3;
Q_matrix (m,5) = Q4;
T_matrix (m,1) = T1;
T_matrix (m,2) = T2;
T_matrix (m,3) = T3;

```



```

T_matrix (m,4) = T4;
Tc_matrix (m,1) = Tci;
Tc_matrix (m,2) = Tcf;

    for z = 1:1:3600

        Tbanhomatrix (z,m) = T_banho_vetor (z,1);

    end

m = m+1;
end
toc

```

```

%% Monitorando Banho

m_dot_banho = 0.05;
Q_aux = 2500;
Q_total = 0;

Tbanho_dia_dia = zeros(3600,365);
tic
for i = 1:1:3600
    for x = 25:24:8760

        Tbanho_dia_dia (i,(x-1)/24) = Tbanhomatrix (i,x);
        T_agua_fria (x, 1) = T_amb((x-1)/24, 1);

    end

end

for j = 1:1:364
    for i = 1:1:3600

        Tq = Tbanho_dia_dia (i,j);
        Tf = T_agua_fria (j, 1);

        %Valvula misturadora

        m_dot_q = 0.05;
        Tr = 40;
        Tbanho = 40;

        if Tq < Tbanho

            if Tq > Tbanho - 9.96

                Q_aux_vector (i) = Q_aux;
                Q_aux_matrix (i,j) = Q_aux;
                Q_total = Q_total + Q_aux;

                m_dot_q = (Tr*m_dot_banho-Tf*m_dot_banho-(Q_aux/cp))/(Tq - Tf);
                Taux = Tq + Q_aux/(cp*m_dot_banho);
                Tq = Tq + Q_aux/(cp*m_dot_q);
                Tr = (Tq*m_dot_q + Tf*(m_dot_banho - m_dot_q))/m_dot_banho;

            else
                Q_aux_vector (i) = Q_aux;
                Q_aux_matrix (i,j) = Q_aux;
                Q_total = Q_total + Q_aux;
                m_dot_q = 0.05;
                Tr = Tq + Q_aux/(cp*m_dot_q);
                Taux = Tq + Q_aux/(cp*m_dot_banho);
            end
        end
    end
end

```

```

end
else

    Q_aux_vector (i) = 0;
    Q_aux_matrix (i,j) = 0;

    m_dot_q = ((m_dot_banho)*(Tbanho - Tf))/(Tq - Tf);
    Tr = (Tq*m_dot_q + Tf*(m_dot_banho - m_dot_q))/m_dot_banho;
    Taux = Tq ;

end
    Temp_aux (i,j) = Taux;
    Temp_aux_mis (i,j) = Tr;
    m_agua_quente (i,j) = m_dot_q;
    m_agua_total (i,j) = m_dot_banho;
    m_agua_fria (i,j) = m_dot_banho-m_dot_q;

end

Q_aux_diario (j) = sum(Q_aux_vector)/(3.6*10^6);

end
Q_total = Q_total/(3.6*10^6);
Q_mes = Q_total/12;

Toc

```

### ANEXO III: Código Matlab: Condicionamento de Ar

---

```
%% OBTENDO DADOS

clear all
clc

tic
%Abirndo os dados do excel
DATA = 'DADOS_MATLAB.xlsx';

%Matriz contendo todos os dados do arquivo excel
MATRIX = xlsread(DATA);

%Definindo o ambiente a ser simulado
A = input ('Escolha o ambiente a ser simulado: 0 (sala), 1 (quarto 1), 2 (quart2), 3 (quarto3): ');

%gernado matrizez
Ar_hora = zeros (8760,1);
Ar_Carga_T = zeros (8760,1);
TODAS_HORAS_OCUP = zeros (8760,1);

for i =1:8760

    %Parâmetros Gerais
    Hora (i,1) = MATRIX (i,1);%hora
    Tex (i,1) = MATRIX (i,2);% temperatura exterior

    if A == 1
        %Parâmetros do Quarto 1
        Tin (i,1)= MATRIX (i,3);%temperatura (°C)

        Carga_T (i,1)= MATRIX (i,6);%carga térmica (BTU/h)

    end

    if A == 0
        %Parâmetros da Sala
        Tin (i,1)= MATRIX (i,8);

        Carga_T (i,1)= MATRIX (i,11);

    end

    if A == 2
        %Parâmetros do Quarto 2
        Tin (i,1)= MATRIX (i,13);

        Carga_T (i,1)= MATRIX (i,16);

    end

end
```

```

    if A == 3

        %Parâmetros do Quarto 3
        Tin (i,1)= MATRIX (i,18);

        Carga_T (i,1)= MATRIX (i,21);

    end

    % Ambiente não Climatizado

    %Ar condicionado permanecerá desligado quando a temperatura ambiente estiver
    %abaixo da temperatura operativa

    % Top = 0.31*Tex + 17.8 +2.5(90% das pessoas confortáveis)

    % Top = 0.31*Tex + 17.8 +3.5(80% das pessoas confortáveis)

    %Colhendo as temperaturas operativas

        %Definição da Temperatura operativa
        Temp_ext = Tex(i,1);
        Top = Temp_ext*0.31 + 17.8 + 3.5;
        TOP (i,1) = Top;

    end

    %% Determinando ocupação do ambiente

    n = 0;
    dia = 0;
    m = 1;

    for j = 1:8760
        n = n + 1;

        if n > 23
            n = 0;
            dia = dia +1;
        end

        if A == 0
            if n>6 && n<23

                Hora_ocup (m,1) = Hora (24*dia + n,1);

                m = m+1;

            end
        end

        if A == 1 || A == 3
            if n>22 || n<7

                Hora_ocup (m,1) = Hora (24*dia + n,1);

                m = m+1;
            end
        end
    end

```

```

end
end
if A == 2
if n>22 || n<7 || n == 14 || n == 15 || n == 16 || n == 17 || n == 18

    Hora_ocup (m,1) = Hora (24*dia + n,1);

    m = m+1;
end
end

end

%% Parâmetros do ambiente
ro = 1.225;% massa específica do (kg/m³)
cp = 1.005;%calor específico do ar (kJ/kgK)
Patm = 105;% Pressão atmosférica (kPa)
Vol = input ('Volume do ambiente em m³: ');%volume do ambiente (m³)Ex:230
m³

%% Parâmetros do aparelho

Tcont_des = input ('Temperatura abaixo da qual o aparelho desliga
automaticamente: ');
Tcont_lig = input ('Temperatura acima da qual o aparelho liga
automaticamente: ');
Capacidade = input ('Qual a capacidade do aparelho (kBTU/h)? ');
vazao = input('Vazao do aparelho m³ por hora: ')/3600;%m³/s

%% Ligando o Ar Condicionado

% Definindo temperatura para início de funcionamento

B = input ('Em que condição o aparelho irá funcionar? 0 para T operativa 1
para T qualquer: ');

if B == 1
    TO = input ('Insira T: ');
end

k = 1;
Numero_horas = 0;

[p,q] = size (Hora_ocup);
for i = 1:p

    if B<1
        T0_escalar = TOP(Hora_ocup(i),1);
    else
        T0_escalar = TO;
    end

    Tinterna = Tin(Hora_ocup(i),1);

```

```

Carga_T_escalar = Carga_T (Hora_ocup(i),1);%(BTU/h)

%Condição de funcionamento do ar condicionado

if Tinterna > T0_escalar

    %Gravando parâmetros de funcioanmento do ar condicionado
    Ar_hora (Hora_ocup(i),1) = Hora (Hora_ocup(i),1); %horas de
funcionamento
    Ar_Carga_T (Hora_ocup(i),1) = Carga_T (Hora_ocup(i),1);% Carga total
Quando funcionando (BTU/h)

    Numero_horas = Numero_horas + 1; %Numero de horas de funcionamento do
aparelho de ar cond

end

    TODAS_HORAS_OCUP (Hora_ocup(i),1) = Hora (Hora_ocup(i),1); %todas as
horas ocupadas

end

toc

```

```

%% SIMULANDO

% Liberando memória
clear MATRIX
clear DATA

%% Parâmetros do ar no momento em que o aparelho liga
tic

% Dando valores iniciais
consumo_somado = 0;
consumo_horario = 0;
ar_somado = 0;
W = 0;
Tempo_termostato = 0;

k = 24;
on = 0; %indica que o aparelho está desligado para aquela hora
on_min = 0; %indica que o aparelho está desligado para aquele minuto
Tentrada = Tin (1,1);

for n = 1:24:8760 %contando dias

    for j =n:k %contando horas ao longo do dia

        T(1,j) = Tin(j,1);
        T(3600,j) = Tin(j,1);
        Texterna = Tex (j,1);
        CargaTermica = Carga_T(j,1)*(0.293/1000);

        if Ar_hora (j,1)>0 %existe ocupação

            if on == 0 %se o aparelho está desligado durante a hora, ele
ligará (on=1) e recebe-se a temperatura interna
                Tinterna = Tin (j,1);
                on = 1;
            end

            for z = 1: 3600 %contando minutos em 1 hora

                if Tinterna > Tcont_lig %Temperatura é maior que a
temperatura que o aparelho liga?
                    on_min = 1;

                elseif Tinterna < Tcont_des %Temperatura é menor que a
temperatura que o aparelho desliga?
                    on_min = 0;

                if Tinterna > Tcont_des && Tinterna < Tcont_lig && on_min
== 1 %Temperatura é intermediária, ele estava ligado, continua ligado
                    on_min = 1;

                elseif Tinterna > Tcont_des && Tinterna < Tcont_lig &&
on_min == 0 %Temperatura é intermediária, ele estava desligado, continua
desligado

```



```

        on_min = 0;

        end
        end

        if on_min ==1

            COP = (-0.10474*Tinterna-
0.12568*Texterna+0.002949*Tinterna*Texterna+7.933463)-1; %calculadno o COP
            W = ((Capacidade/COP)/3600)*0.293; %calculando o consumo

            ro = 1.225;%kg/m³

            Tar = 15;
            phi = 0.85;

            Pws_Ten = 0.004*Tentrada^2 - 0.0051*Tentrada + 0.84;
            Pws_Tar = 0.004*Tar^2 - 0.0051*Tar + 0.84;

            w1 = (0.62198*phi*Pws_Ten)/(Patm-phi*Pws_Ten);
            w2 = (0.62198*Pws_Tar)/(Patm-Pws_Tar);

            h_ag = 4.1923*Tar + 0.0707;

            Q_dot_ar = vazao*ro*(cp*(Tentrada - Tar)-h_ag*(w1-w2));

            % Q_dot_ar = Capacidade*0.293;

            Q_dot_resultante = CargaTermica - Q_dot_ar;% Carga térmica
resultante no ambiente

        else

            Q_dot_ar =0;
            W = 0;
            Q_dot_resultante = CargaTermica;% Carga térmica resultante
no ambiente

        end

        Tentrada = (Q_dot_resultante)/(Vol*ro*cp)+Tinterna;
        Tinterna = Tentrada; %nova temperatura de entrada

        % Parâmetros de observação da simulação
        POWER(z,j) = W; %matriz de consumo
        Q(z,j) = Q_dot_resultante;
        T(z,j) = Tinterna; %monitorando a temperatura do ambiente

```

```

        CoefPer(z,j) = COP;

        if W<0
            W = 0;
        end

        consumo_horario = consumo_somado + W;
        consumo_somado = consumo_horario; % soma do consumo em 1 hora
        ar_somado = Q_dot_ar + ar_somado; % soma da refrigeração em 1
hora

        if W >0
            Tempo_termostato = Tempo_termostato +1;
        end

        end %z = 1: 3600

    end % Ar_hora (j,1)>0

    %Guardando parâmetros de observação em vetores
        consumo_total (j,1) = consumo_somado;
        carga_arcondicionado (j,1) = ar_somado;

    % Resetando parâmetros de observação
        consumo_somado = 0;
        W = 0;
        consumo_horario = 0;
        ar_somado = 0;

    end %j =n:k

    on = 0;
    k = k + 24;
end %n = 1:24:8760

Termostato_hora = Tempo_termostato/3600;

toc

```